



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ULOŽENÍ PŘEDNÍHO KOLA FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT FRONT WHEEL CARRIER DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

Bc. FILIP ČERNÝ

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

Ing. PAVEL RAMÍK

SUPERVISOR

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Filip Černý

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh uložení předního kola Formule Student

v anglickém jazyce:

Formula Student Front Wheel Carrier Design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnete uložení předního kola vozidla Formule Student. Proved'te konstrukční návrh těhlice a náboje kola a proved'te analýzu jejich napjatosti pomocí počítačových simulací.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te dostupnou rešerši konstrukčního provedení uložení předního kola používaných u vozidel Formule Student.
2. Navrhnete konstrukční uspořádání uložení předního kola studentské formule.
3. Navrhnete tvar přední těhlice a dalších dílů uložení kola v systému CAD a vyberte materiál pro jejich výrobu.
4. Vytvořte výpočtový model těhlice pro analýzu napjatosti a proved'te počítačovou simulaci napjatosti ve vybraných zátěžných stavech. V případě potřeby tvar těhlice upravte a postup opakujte.
5. Zhodnoťte navrženou konstrukci a vyslovte se k vhodnosti jejího použití.

Seznam odborné literatury:

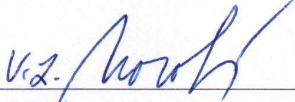
- [1] Formula Student web page [online], 2010, poslední revize 3.10.2010. Dostupné z: <http://www.formulastudent.com/>
- [2] Formula SAE web page [online], 2010, poslední revize 7.10.2010. Dostupné z: <http://students.sae.org/competitions/formulaseries>
- [3] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992
- [4] Pro/Engineer WildFire 5.0 Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2011, poslední revize 1.10.2011. Dostupné z: http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm
- [5] Release 12.1 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., Canonsburg, USA 2010

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 24.10.2011




prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu


prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem uložení předního kola Formule Student. Součástí je nejprve krátká rešerše o závodech Formule Student a porovnání konstrukcí těhlic pro různorodá použití jak v závodních, tak i sériových silničních automobilech. Dále obsahuje konstrukční řešení těhlice a náboje v systému CAD a výpočtový model těhlice vytvořený pomocí programu využívajícího metody MKP a to konkrétně pro analýzu napjatosti ve vybraných zátěžných stavech. Součástí je také optimalizace celého návrhu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Přední těhlice, náboj, Formule Student, ložisko, uložení kola, analýza napjatosti

ABSTRACT

This thesis deals with the design of the front wheel hub and upright of Formula student car. First component is a short search on Formula Student event and comparing diverse structures of upright for use in both racing and road cars. It also includes design of hub and upright in the CAD program and computational model of the upright created in FEM program specifically for stress analysis in selected conditions. It also includes optimization of the overall proposal.

KEYWORDS

Front upright, hub, Formula Student, bearing, wheel assessment, FEM analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ČERNÝ, F. *Návrh uložení předního kola Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 53s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíkaa s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2012

.....

Filip Černý



PODĚKOVÁNÍ

Tímto Děkuji panu Ing. Pavlu Ramíkovi za cenné rady a pomoc při psaní mé diplomové práce.



OBSAH

Úvod	9
1 Formule Student	10
2 Zavěšení a uložení kola	12
2.1 Lichoběžníkové zavěšení	12
2.2 Uložení kola	12
2.2.1 Výpočet sil působících na ložisko	12
3 Těhlice	15
3.1 Rozdělení těhlic podle použití	15
3.1.1 Konstrukce těhlice sériové výroby	15
3.1.2 Konstrukce těhlice formulové typu	16
3.1.3 Konstrukce těhlice vozu formule student	17
3.2 Důležité parametry při konstrukci těhlice	18
3.3 Cíle při vytváření návrhu těhlice Formule Student	21
3.4 Brzdová soustava	22
3.4.1 Brzdový kotouč	23
3.5 Volba materiálu	24
4 Návrh přední těhlice Formule Student	25
4.1 První návrh těhlice	25
4.2 První návrh náboje	27
4.3 První návrh sestavy kola	28
4.4 Druhý návrh těhlice	29
4.5 Druhý návrh náboje	34
4.6 Druhý návrh sestavy kola	36
4.7 Předfinální modifikace druhého návrhu těhlice	38
5 Analýza modelu pomocí MKP	40
5.1 Síly na těhlici	40
5.2 Okrajové podmínky a analýza napjatosti přední těhlice	41
6 Zdokonalování designu těhlice	47
Závěr	48
Seznam použitých zkratk a symbolů	52
Seznam příloh	53



ÚVOD

Formule SAE je každoročně pořádaná mezinárodní univerzitní soutěž organizovaná společenstvím automobilových inženýrů. Úkolem pro více jak 140 účastníků se týmu z celého světa je navrhnout, vyrobit a soupeřit se speciálními závodními vozy formulového typu.

Cílem této diplomové práce je vytvořit návrh přední těhlice a náboje kola pro vozidlo Formule Student. Stěžejní funkcí těhlice je zajišťovat fyzickou vazbu mezi rotujícími částmi a zbytkem vozu. Je to tedy spojení mezi rameny zavěšení a náboje s kolem, jehož součástí je také uchycení pro brzdový třmen. Jedná se o nosný systém podvozku, který se konstantně pohybuje s pohybem kola. Pro použití u vysoce výkonných závodních vozů je třeba zajistit dostatečnou tuhost a najít kompromis mezi designem a danými prvky zavěšení. Hlavním faktorem je pak dosáhnout co nejmenší hmotnosti, protože těhlice je jeden z nejtěžších prvků neodpružených hmot na vozidle a hraje tedy důležitou roli v tom, jak bude vozidlo ovladatelné. To je hlavním úkolem optimalizačního procesu, který v této diplomové práci bude také nastíněn.

Tuto diplomovou práci jsem si zvolil z toho důvodu, že jsem chtěl spojit příjemné s užitečným, jelikož jsem se stal členem závodního týmu TU Brno Racing a díky projektu Formule student jsem mohl pracovat právě na podvozkových částech nejen teoreticky, ale také si vyzkoušet všechny strasti i slasti spojené s kompletní realizací daného produktu a tím si naplno vyzkoušet, co takový výrobní proces od začátku až do konce obnáší. Protože se jedná o druhou generaci brněnské formule Dragon 2, tak jsem mohl čerpat zkušenosti z minulého roku a zaměřit se na zlepšení dosavadního designu, a to hlavně za účelem odlehčení celé sestavy.



1 FORMULE STUDENT

Formule Student je evropská nejstálenejší výuková soutěž v oblasti motorsportu, která funguje pod záštitou sdružení Institution of Mechanical Engineers, s podporou průmyslu a vysoce postavených inženýrů, jakým je například patron Formule Student Ross Brawn. Cílem tohoto podniku je inspirovat a rozvíjet inovativně smýšlející mladé inženýry. Univerzity z celého světa soutěží v designování a stavbě jednomístného závodního vozidla s cílem být co nejlepší ve statických a dynamických testech, které demonstrují porozumění dané problematice a testují technické vlastnosti jednotlivých vozů.

Úkol týmů je navrhnout a postavit prototyp auta vhodný pro malosériovou výrobu jako zakázku pro blíže neurčitou výrobní firmu. Vedle technických dovedností získávají studenti také zkušenosti z managementu, marketingu a vlastně i ze všech odvětví spojených s touto problematikou. Podporováním jednotlivých týmů být inovativní nejen v technických, ale i obchodních aspektech projektu Formule Student dává studentům z celého světa ideální příležitost naučit se novým dovednostem a předvést svůj talent.

Mezi nesporné výhody pro studenty patří fakt, že se můžou zúčastnit technického projektu, který je velice ceněný a přínosný pro univerzity a potenciální zaměstnavatele. Závod Formule Student jsou jedním z míst, kde se mohou studenti setkat se zástupci z automobilového světa průmyslu a navázat tak cenné kontakty pro získání zaměstnání po studiu. Je to testovací hřiště pro další generaci formujících se světově uznávaných inženýrů.



Obr. 1 Formule Student v Německu [1]

Soutěž Formule Student se člení na celkem 4 kategorie, z důvodů umožnění studentům projít celkovým cyklem vývoje, designování, výroby a celkové evoluce komplexního inženýrského projektu.

Rozdělení závodních týmů Formule Student do 4 kategorií:



Kategorie Class 1:

Tato kategorie je určena pro plně pojízdné vozidlo, jak je definováno v pravidlech FSAE a dodatečných regulích. Body se sbírají v kategoriích designu, obchodní prezentaci, dokumentace ohledně nákladů, dále pak z dynamických testů je to akcelerace, „skid pad“, sprint, vytrvalost a spotřeba paliva.

Kategorie Class 1A:

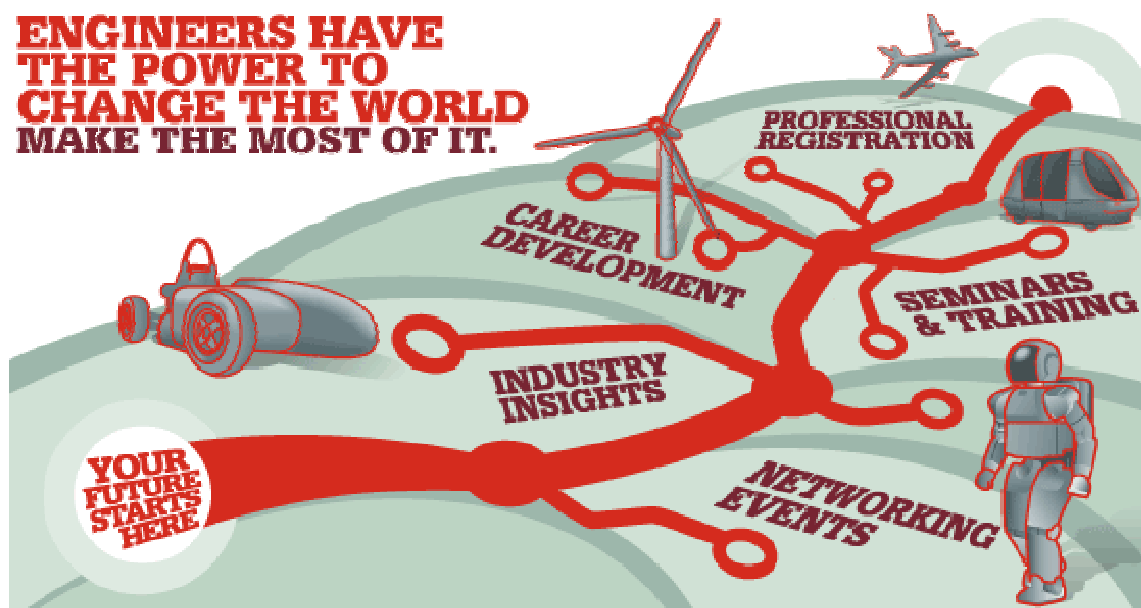
Tato skupina je téměř stejná jako Class 1 s tím rozdílem, že je určena pro týmy zabývající se vývojem vlastní pohonné jednotky, a to konkrétně za účelem snížení emisí s dostačujícími výkony. Součástí statických testů je u této skupiny stejně jako u předešlé také design a obchodní prezentace, avšak hodnocení dosažených nákladů na výrobu je nahrazeno testem na CO2 emise a měřením spotřeby energie v celém vozidle. Všechna jednotlivá hodnocení se započítávají separátně s tím rozdílem, že od skupiny Class 1 s mnohem větším důrazem na emise oxidu uhličitého, které se měří při vytrvalostním závodě.

Kategorie Class 2:

Tato skupina byla vytvořena pro každý tým, který se chce zúčastnit Class 1, ale nemá vůz ještě v provozuschopném stavu. Je pouze a jen na týmu kolik součástí na vyvíjeném vozidle bude chtít mít ohodnoceno. Boduje se design, obchodní prezentace a také se hodnotí náklady na výrobu. Tato třída je určena především pro týmy účastníci se teprve prvním rokem těchto závodů.

Kategorie Class 2A:

Tato skupina je určena pro týmy, které se chtějí účastnit v kategorii Class 1A, ale jejich vozidlo ještě není plně zkonstruováno. Tedy opět jako ve skupině Class 2 s tím rozdílem, že se zde hodnocení zaměřuje na vyvíjenou hnací jednotku s důrazem na emise CO2.



Obr. 2Rozvoj osobnosti [2]



2 ZAVĚŠENÍ A ULOŽENÍ KOLA

Tvar těhlice se odvíjí od toho, jaký typ daného zavěšení bude u automobilu použit. Důležitým faktorem tedy je, jakým způsobem je kolo připojeno k rámu nebo karoserii. Geometrie zavěšení určuje trajektorii pohybu kola při propružení. Zavěšení přenáší podélné síly, svislé síly, příčné síly a momenty od podélných sil od vozovky do karoserie a naopak. Vzhledem k tomu, že u Formule Student se využívá zavěšení výhradně lichoběžníkové, zaměřím se tedy pouze na něj.

2.1 LICHOBĚŽNÍKOVÉ ZAVĚŠENÍ

Lichoběžníkové zavěšení je realizováno pomocí dvou nestejně dlouhých příčných ramen. Přes tato ramena jsou kola přichycena k rámu. Vzájemnou poměrnou volbou délky obou ramen lze dosáhnout velice příznivých kinematických vlastností nápravy. Při propružení lichoběžníkové nápravy dochází ke změně odklonu kola, sbíhavosti kol i změně rozchodu kol, což není žádoucí, ale volbou vhodné geometrie lze tyto vlastnosti minimalizovat. Nespornou výhodou jsou tedy dobré jízdní vlastnosti, možnost snadno měnit geometrii, konstrukce relativně nízko nad vozovkou a nízká hmotnost. Naopak nevýhodou je však větší namáhání spodního ramene.

2.2 ULOŽENÍ KOLA

Rozdíl v uložení kola mezi přední a zadní nápravou určuje to, jestli je náprava hnaná nebo hnací. Jelikož se jedná o přední hnanou nápravu, tak je kolo nuceno přenášet pouze sílu od tíhy vozidla, a proto není nutné brát ohled na přídatné zatížení od hnacího hřídele. Pro uložení se používají valivá ložiska kuličková většinou s kosoúhlým stykem pro lepší zachycení axiální sil působících při zatáčení, nebo také kuželová ložiska.

2.2.1 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍCH NA LOŽISKO

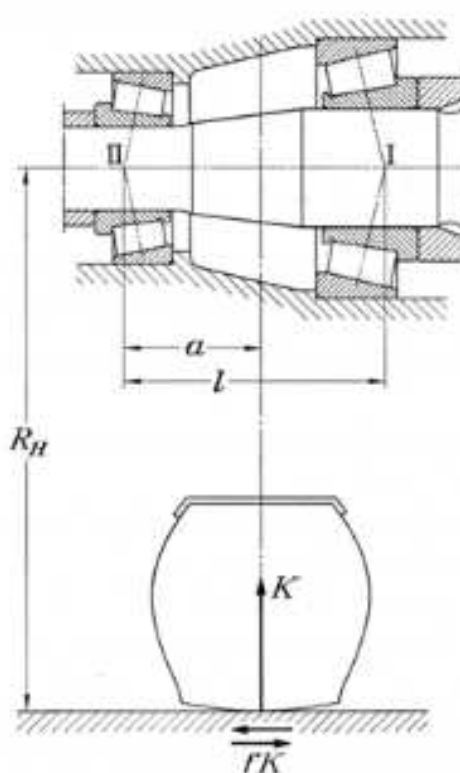
Faktory potřebné pro výpočet únosnosti ložiska a jeho životnosti se pro jednotlivé případy značně liší. Získat přesné hodnoty pro výsledné zatížení ložiska je takřka nemožné. Téměř vždy se vychází z hodnot založených na zkušenostech získaných z předchozích ložiskových variant uložení. Obecně platí, že výpočet pro přední a zadní ložiskové uspořádání je stejný. Pouze ve zvláštních případech se bere v potaz i síla od hnací hřídele.

Výpočet, který je dále popsán, je založen na nábojovém uspořádání pro dvě kuželová ložiska, jak je možné vidět na obr.3. Tato výpočtová metoda se také používá pro jiná ložisková uspořádání, jako je například jedno dvouřadé kuličkové ložisko nebo uložení s dvěma kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem uloženými na náboji v páru, a to v určité vzdálenosti pro lepší rozložení působících sil. Nakonec jsem se rozhodl použít pro jednodušší zástavbu, nižší hmotnost a také nižší cenu klasické dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem od firmy SKF. Ložiska mají kosoúhlý styk z toho důvodu, aby byla schopná odolávat i axiálním silám, které na ložisko působí během zatáčení vozidla. Jeho parametry jsou uvedeny v tab. 1 níže.



Tab. 1 Parametry dvouřadého kuličkového ložiska

Ložisko SKF Explorer	Hlavní rozměry			Únosnost dynamická	Únosnost statická	Mezní únavové zatížení	Hmotnost
	D	d	B	C	Co	P	m
3205 A-2Z/MT33*	52 mm	25 mm	20,6 mm	21,6 kN	14,3 kN	0,6 kN	0,15 kg



Obr. 3 Nábojové uspořádání pro dvě kuželová ložiska [3]

Ložiska s kosoúhlým stykem mají drážky ve vnitřním a vnějším kroužku, které jsou rozmístěny s ohledem na směr osy ložiska. To znamená, že jsou navržena tak, aby zachycovala kombinovaná zatížení, tj. současně působící radiální a axiální zátěže. Axiální únosnost kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem je zvýšená díky většímu úhlu kontaktu. Tento kontaktní úhel se definuje jako úhel mezi přímkou spojující body dotyku kuliček a drážek v radiální rovině, podél které se přenáší zatížení od jedné drážky ke druhé, a přímkou kolmou na osu ložiska.



Pro výpočet únosnosti ložiska jsem využíval program MathCad, který mi velice ulehčil práci vzhledem k tomu, že jsem často měnil vybraný typ ložiska. Stačilo pouze přepsat vstupní hodnoty a dostat tak nový výsledek.

$$L_I := \pi \cdot 2R_h \cdot \left(\frac{C_1}{P_{Im}} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_I = 1.079 \times 10^7 \text{ km}$$

$$L_{II} := \pi \cdot 2R_h \cdot \left(\frac{C_1}{P_{IIIm}} \right)^3 \cdot 10^6$$

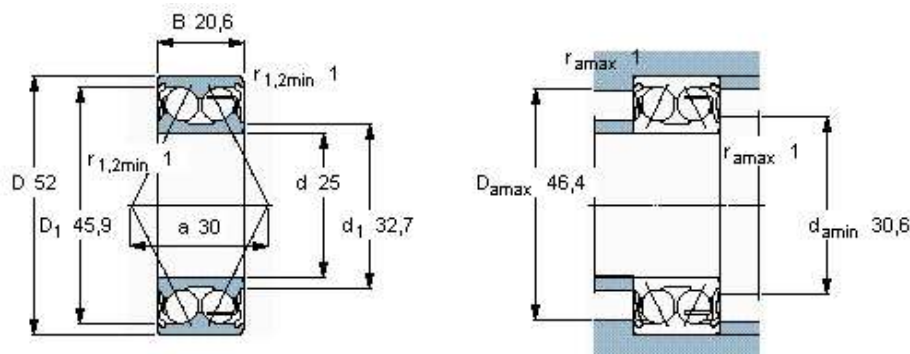
$$L_{II} = 3.399 \times 10^7 \text{ km}$$

Z konečných rovnic viz. výše můžeme vidět, že

- L_I Životnost kuličkové řady ložiska blíže ke středové svislici kola
- L_{II} Životnost kuličkové řady ložiska vzdálenější od středové svislice kola
- R_h Poloměr kola [mm]
- C_1 Dynamická únosnost ložiska [N]
- P_{Im} Zatížení ložiska kuličkové řady ložiska blíže ke středové svislici kola [N]
- P_{IIIm} Zatížení kuličkové řady ložiska vzdálenější od středové svislice kola [N]

Zatížení ložiska muselo být vypočítáno separátně pro každou řadu ložisek zvlášť, protože se každé nachází v jiné vzdálenosti od svislice kola. Byť je to na první pohled zanedbatelný rozměr, z výsledků vyplývá, že řada kuličkových ložisek blíže ke středové svislici kola bude namáhána více, její životnost je takřka třikrát menší nežli u vzdálenější řady.

Jedním z hlavních výpočtů bylo získat hodnoty pro zatížení ložiska, kde muselo být zohledněno jednak hmotnostní rozložení na každém kole. Tyto hodnoty jsem získal experimentálně měřením na automobilových vahách. A také vzhledem k tomu, že je ložisko namáháno i v bočním směru, bylo třeba vypočítat ekvivalentní zatížení, jak z radiálních, tak i z axiálních sil na něj působících. Nicméně z výpočtů pramení, že pro volbu ložisek na formuli student není životnost stěžejním faktorem, jelikož jsou jednotlivá ložiska dimenzována na mnohem větší zatížení, než je v našich podmínkách možné docílit. S nadsázkou by se dalo říct, že je jejich životnost takřka neomezená a tedy celkový výpočet je spíše orientační. Úplný výpočet je k dispozici v příloze 1.



Obr. 4 ložisko SKF 3205 A-2Z/MT33*[4]



3 TĚHLICE

Těhlice je nedílnou součástí každého automobilového podvozku, hraje důležitou roli v přenosu sil od vozovky na karoserii a naopak. Spolu s nábojem tvoří spojovací prvek mezi kolem a zavěšením auta. Na těhlici je mimo jiné také umístěn brzdový třmen, z čehož vyplývá, že tento díl bude značně silově a momentově namáhán, a proto jsou na něj kladeny vysoké nároky z hlediska pevnostního. Těhlice musí být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k nežádoucím změnám geometrie nápravy. Vzhledem k tomu, že je tento díl součástí neodpružených hmot, je zároveň třeba hmotnost udržet na co nejnižších hodnotách pro lepší ovladatelnost vozu. Jelikož je přední náprava řízená, je těhlice navíc i namáhána od posuvných sil hřebene řízení.

3.1 ROZDĚLENÍ TĚHLIC PODLE POUŽITÍ

Těhlice se od sebe konstrukčně liší podle toho v jakém typu vozidla jsou využity, což je logické vzhledem k různým konstrukčním a hlavně pro sériovou výrobu různým finančním požadavkům. Proto se i výroba závodních těhlíc od těch sériových značně odlišuje. Zatímco sériové kusy jsou v největší míře buď odlévány nebo kovány a posléze jsou dodatečně obráběny pouze jejich funkční plochy, tak u závodních automobilů je těhlice vyráběna nejčastěji obráběním ze slitiny hliníku, či v poslední době pomocí stále častěji využívaného uhlíkového kompozitu, který je ještě o něco lehčí než již zmiňované slitiny.

3.1.1 KONSTRUKCE TĚHLICE SÉRIOVÉ VÝROBY

Jak již bylo řečeno výše, sériové těhlice se navrhují s velkým ohledem na finanční náročnost, z čehož vyplývá, že nejúnosnější je odlévání a následné obrobení potřebných funkčních ploch. Novým trendem je přechod k hliníku a jeho slitinám oproti dřívější hojně využívané šedé litině, a to hlavně z důvodů snížení hmotnosti neodpružených hmot.



Obr. 5 Sériová a zakázková těhlice pro Chevrolet Corvette [5]



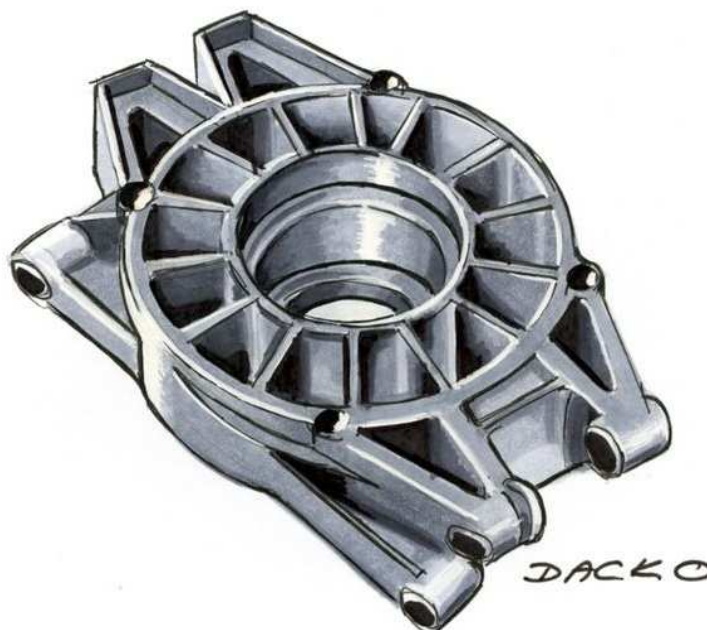
3.1.2 KONSTRUKCE TĚHLICE FORMULOVÉ TYPU

Při konstrukci závodních těhlic, zvláště pak pro vrcholnou třídu Formuli 1, se klade velký důraz i na celkový design kvůli aerodynamice. Tedy je důležitým faktorem mimo konstrukční únosnost i proudění vzduchu, který by měl být směřován tak, aby efektivně chladil brzdovou soustavu a zároveň snižoval odpor vzduchu pneumatik. Za tímto účelem na těhlicích vznikají různé přídavné aerodynamické prvky, jak je možné vidět na obr. 6, a které jsou vyznačeny červenými šipkami.



Obr. 6 Design těhlice vozu Formule 1 [6]

Vnitřní a vnější průměr těhlice bývá také propojen řadou žebér, díky kterým je celek nejen lehký a pevný, ale také umožňuje dostatečné proudění vzduchu k brzdovému kotouči, který je extrémně teplotně namáhanou součástí a potřebuje tedy adekvátní chlazení.



Obr. 7 Těhlice Formule 1 s žebrováním pro lepší chlazení [7]



3.1.3 KONSTRUKCE TĚHLICE VOZU FORMULE STUDENT

U týmu Formule student se můžeme setkat s různými návrhy předních těhlic. Navrhování těhlice není vázáno žádnými pravidly, a tak mají konstruktéři z řad studentů volnou ruku. Asi nejdůležitějším faktorem, který hraje roli téměř ve všech segmentech navrhování a výroby automobilových komponentů, jsou bezesporu finanční náklady na výrobu a vyrobiteľnosť samotná. Nejlevnější a konstrukčně nejjednodušší variantou jsou těhlice svařované. Toto řešení je na obr. 8. Zde hraje důležitou roli kvalita svaru.



Obr. 8 Svařovaná těhlice FSAE [8]

Další relativně nízkonákladovou variantou je odlévaná těhlice, u které se dodatečně obrábějí pouze funkční plochy. Tato metoda, která je znázorněna na obr. 9, byla zvolena pro zadní těhlice vozu Dragon 2.



Obr. 9 Odlévaná těhlice FSAE [9]

Nejčastěji využívanou metodou je pak obrábění těhlice z lehkých slitin hliníku na CNC obráběcích centrech, která je však finančně nejnáročnější. Tento způsob výroby však umožňuje nejlepší optimalizaci z hlediska hmotnostního. Při správném návrhu jsme schopni dosáhnout nejnižších hmotnostních hodnot, a to díky různým tvarovým modifikacím. Tento typ výroby těhlice Formule Student je znázorněn na obr. 10.



Obr. 10 CNC obrábění těhlice FSAE [10]

3.2 DŮLEŽITÉ PARAMETRY PŘI KONSTRUKCI TĚHLICE

Od konstrukce těhlice je závislá řada důležitých geometrických faktorů podvozku, jakými jsou bezesporu odklon kola, ackermanův úhel, příklon a záklon rejdové osy. Z toho vyplývá, že design těhlice se bude odvíjet právě od toho, jaké budou požadavky pro daný typ nastavení podvozku. Před konstrukcí je tedy nejprve třeba určit jednotlivé body pro zavěšení horního a spodního ramena a pro přední nápravu také uchycení tyče řízení a těmto bodům je nutno přizpůsobovat vytváření modelu. Tyto body se pro vůz Dragon 2 neměnily, získal jsem je tedy z ložských výpočtů, které jsou znázorněna pro různá nastavení v tabulce níže. Tyto souřadnice se vztahují k lokálnímu souřadnému systému sestavy kola FRWC.

Tab. 2 Souřadnice pro důležité body zavěšení při odklonu 0°

	Cx FRWC	Cy FRWC	Cz FRWC	Fx FRWC	Fy FRWC	Fz FRWC	Gx0 FRWC	Gy0 FRWC	Gz0 FRWC
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
FSAE05	10	76,1	-125,8	-30	113,14	123,5	-108,8	104	-61,1

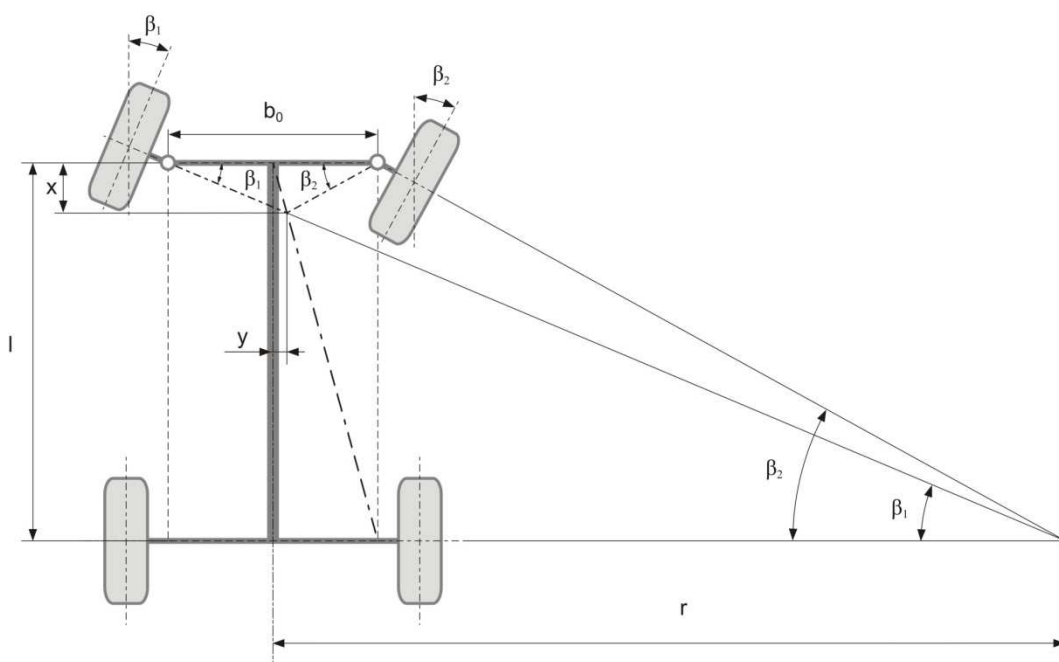
Odklon kola

Tato hodnota nám ve stupních udává negativní či pozitivní naklonění kola vzhledem k rovině kolmé na vozovku. Většina pneumatik je schopná přenášet větší boční síly při zatáčení, když je tento úhel negativní. Pryžová pneumatika má tendenci se na sebe v zatáčce navalovat, ale díky zápornému úhlu vzniká větší styčná plocha a větší přitlačná síla způsobená

deformací kostry pneumatiky. Odklon kola je u závodních vozů plně nastavitelný. Konkrétně u mého návrhu je využito podložek, které se vkládají mezi těhlici a element uchycující A-rameno k optimálnímu nastavení odklonu. Těhlice je dimenzovaná tak, aby byla nastavitelná od 0 do 4 stupňů negativního odklonu kola.

Ackermanova geometrie řízení

Je to geometrické uspořádání spojovacích prvků pro řízení kol. Při průjezdu zatáčkou je vnitřní kolo natočeno pod větším úhlem nežli to vnější. Je to podmínka, kterou musí splňovat každá řízená náprava k tomu, aby docházelo ke správnému odvalování kol, a aby nevznikalo nežádoucí smýkání po vozovce.



Obr. 11 Ackermanova geometrie[11]

V ideálním případě, kdy se kola bočně nedeformují, nám Ackermanova podmínka říká, že se střed otáčení musí nacházet na prodloužené ose zadní nápravy viz. Obr. 11. Tuto podmínku lze vyjádřit matematicky:

$$\cotg \beta_1 - \cotg \beta_2 = \frac{b_0}{l}$$

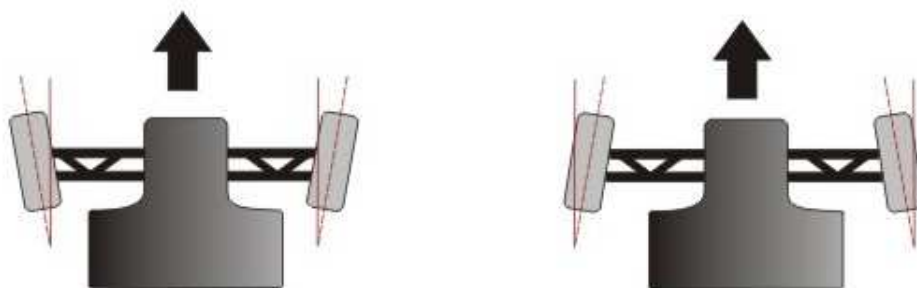
- β_1 - úhel natočení vnějšího kola
- β_2 - úhel natočení vnitřního kola
- b_0 - rozchod kol
- l - rozvor náprav



Pomocí zavedených veličin x a y viz. Obr. 11 je pak možné odvodit rovnici přímky ideálního nastavení geometrie. Takováto přímka vede ze středu přední nápravy do bodu na zadní nápravě vzdáleného $b_0/2$ od středové osy náprav. Této ideální přímky nelze ve skutečnosti prakticky dosáhnout, a to díky složitosti řídicího mechanismu. Lze se pouze k této přímce více či méně přiblížit.

Sbíhavost a rozbíhavost

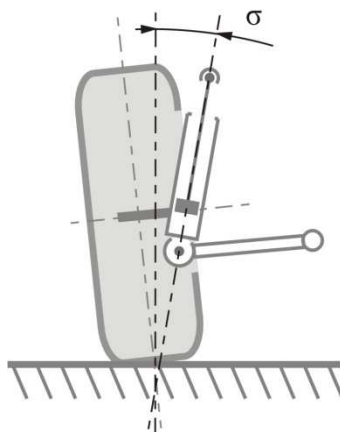
Sbíhavost a rozbíhavost nám říká, pod jakým úhlem bude přední část kola odkloněna či příkloněna k podélné ose vozidla. Díky sbíhavosti vznikají na kolech malé boční síly, které vyvolávají silové momenty vůči rejdovým osám. U automobilů s poháněnou přední nápravou se hnací síla snaží kola natáčet do sbíhavosti. I tak se volí na předních kolech mírná sbíhavost kvůli dobrým jízdním vlastnostem i po ubrání plynu. Naopak u nehnané nápravy se kolo působením sil valivého odporu snaží natáčet do přímého směru neboli rozbíhavosti.



Obr. 12 Rozbíhavost a sbíhavost [12]

Příklon rejdové osy

Příklon rejdového čepu σ je průmět úhlu mezi rejdovou osou a svislicí kola do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. U lichoběžníkových náprav, a tedy i u Formule Student je rejdová osa spojnicí horního a dolního kulového čepu.



Obr. 13 Příklon rejdové osy[13]

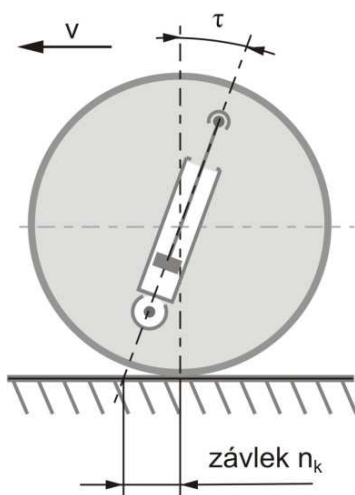


Naklonění této rejdové osy hraje důležitou roli při zatáčení v navracení kola do polohy pro přímou jízdu. Kolo se navrácí do základní polohy díky klopnému momentu, který vzniká v důsledku příčného sklonu rejdové osy. Tento úhel se mění při propuštění.

Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy a závlek je průmět mezi svislicí kola a rejdovou osou do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou auta. Záklon má kladné hodnoty a jsou uvažovány při rejdové ose skloněné vzad. Předklon nastává tehdy, když je osa skloněna vpřed.

Závlek je pak vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Závlek je kladný pokud se průsečík rejdové osy a roviny vozovky nachází před stykem pneumatiky s vozovkou. Pokud je vzdálenost záporná, hovoříme o tzv. předvelku.



Obr. 14 Záklon a závlek[14]

Záklon rejdového čepu stabilizuje řízení a také vrací kola do přímé polohy. Příliš velký závlek však přináší se zvýšenou stabilizací kol i nároky na vyšší potřebnou sílu pro řízení.

3.3 CÍLE PŘI VYTVÁŘENÍ NÁVRHU TĚHLICE FORMULE STUDENT

Cílem vytváření návrhu těhlíce vozu Formule Student je:

- Nízká hmotnost kvůli dobrému poměru odpružených a neodpružených hmot
- Zajištění potřebné tuhosti a pevnosti
- Snadná údržba pro zvýšení použitelnosti
- Snadná opakovatelná nastavitelnost



Při konstrukci závodního automobilu je hlavním cílem dosáhnout co nejlepšího poměru výkonu k hmotnosti. Snížení hmotnosti zlepšuje jízdní vlastnosti automobilu ve všech aspektech jízdy.

Podle 2. pohybové rovnice Newtonova zákona platí, že $Síla = hmotnost \times zrychlení$, z čehož vyplývá, že při působení stejné síly (maximální, kterou je motor schopný přenést na kola), ale při snížení hmotnosti se zrychlení přímo úměrně zvětšuje. Toto platí nejen pro akceleraci vozidla v přímém směru, závislé na výkonu motoru, ale také pro maximální přilnavost automobilu v zatáčkách. I když v této situaci hraje nedílnou roli maximální možná přilnavost pneumatik, kterou však snížení hmotnosti umožňuje lépe využít, a to díky menším zatěžujícím silám, které na pneumatiku působí.

Jelikož je určitá část hmotnosti vozidla, kterou právě představují některé komponenty na podvozku, definovaná jako neodpružená, je její význam a snaha o redukci o to důležitější. Význam neodpružených hmot se odvíjí od faktu, že určují rychlost reakce podvozkového systému na jakoukoliv vnější excitaci od povrchu vozovky. Čím vyšší je hmotnost neodpružených hmot, tím se zvyšuje i jejich moment setrvačnosti, a tím je těžší změnit jejich směr pohybu. V případě sestavy kola kontroluje pohyb soustava pružiny a tlumiče, jejichž úkolem je udržet nepřetržitý kontakt pneumatiky s povrchem vozovky, a to v jakékoliv situaci, za účelem maximálního využití schopností pneumatiky. Pokud je moment setrvačnosti příliš velký, tak regenerace systému do ustáleného stavu zabere více času, a to nedovoluje řidiči naplno využít schopností automobilu. Z tohoto důvodu komponenty v sestavě kola mají extra význam pro jízdní vlastnosti a ovladatelnost.

Dalším důležitým aspektem při konstrukci jakékoliv komponenty na podvozku a vlastně i na každém dynamicky mechanickém systému, je jeho tuhost. Během procesu navrhování je nutné, jak už bylo řečeno výše, dodržovat předem stanovené opěrné body zavěšení a zajistit jejich vzájemnou konstantní neměnnou polohu. Pokud by docházelo k elastickým či dokonce plastickým deformacím materiálu těhlice během zatížení, mělo by to negativní vliv na jízdní vlastnosti a docházelo by tím k nežádoucí změně geometrie zavěšení. To je důležité hlavně u závodních automobilů, kde je možné nastavovat jednotlivé parametry, jakým je například odklon kola. Pokud by nebyla zachována požadovaná tuhost, tak by očekávané výsledky nemohly být dodrženy, jelikož by systém nebyl v poloze, kde navrhující inženýr předpokládal, že by měl být.

Jinými slovy s přihlédnutím k bodům vypsáným výše je cílem návrhu designu těhlice dosažení optimální tuhosti vzhledem k hmotnostnímu poměru. Tedy hmotnost neodpružených hmot v soustavě by měla mít minimální efekt na pohyb kola a také by měla být dosažena taková tuhost, která nebude mít vliv na chování vozidla. Řízení vozu bude tím pádem předvídatelné a celý systém bude mít časově neměnné vlastnosti.

3.4 BRZDOVÁ SOUSTAVA

Brzdy pro vůz Dragon 2 byly zvoleny tentokrát od švédské firmy ISR a to hlavně vzhledem k jejich nízké hmotnosti. Brzdový třmen s brzdovými destičkami váží pouhých 0,46kg, což je úspora více jak 0,5kg oproti minule použitým dvoupístkovým brzdám značky Willwood.

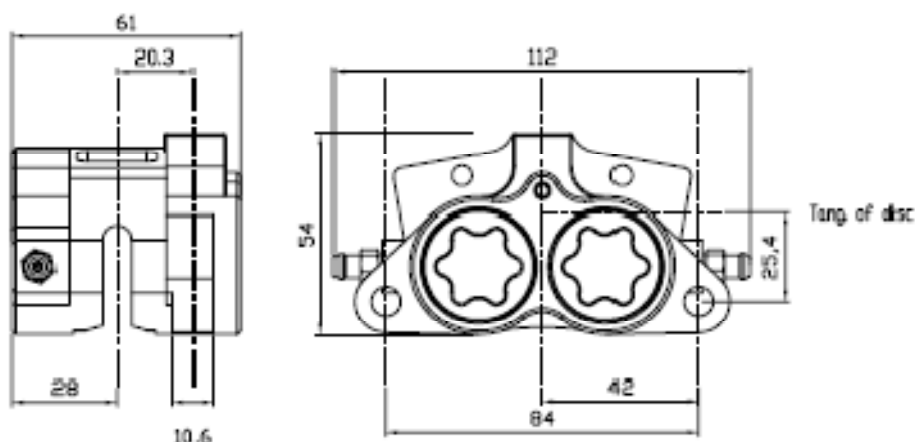


Konkrétně byl vybrán model se čtyřpístkovou technikou a axiálním uchycením pro kompaktnější a jednodušší uložení na těhlici.



Obr. 15 Brzdové třmeny ISR 22-048 [15]

Pro návrh těhlice bylo tedy nutné zjistit základní rozměry třmenu pro nalezení optimální možné polohy uchycení. Tedy rozteč uchycujících šroubů a následně pak průměr kotouče. Na Obr. 16 jsou tyto rozměry zakótovány.



Obr. 16 zakótované hlavní rozměry brzdového třmene [16]

3.4.1 BRZDOVÝ KOTOUČ

Brzdový kotouč byl zvolen stejně jako brzdový třmen od firmy ISR a to vyráběný zakázkově s danými rozměry přímo pro vůz Dragon 2 o tloušťce 5 mm a průměru 240 mm. Byl zvolen plovoucí typ brzdových kotoučů, u kterého nehrozí riziko deformací při prudkém brzdění, jako tomu je u obyčejných kotoučů, které se nerovnoměrně zahřívají, a tím může docházet ke zvlnění kotouče. Vzhledem k tomu, že se plovoucí kotouč skládá ze dvou částí, kterými jsou unašeč s paprsky a brzdící kotoučová plocha navzájem spojená nýty, tak se brzdící plocha může rovnoměrně tepelně rozpínat, aniž by se deformovala. Nevýhodou je větší technická a materiálová náročnost, zejména na spojení mezi unašečem a brzdící plochou. Tyto zámky musí být vyrobeny z velice pevného materiálu, jako je například titan.



Obr. 17 Plovoucí kotouč ISR[17]

3.5 VOLBA MATERIÁLU

Jako materiál těhlice byla zvolena opět slitinu hliníku, jak tomu bylo i minulý rok, a to konkrétně $AlZn5Mg3Cu$, *EN AW 7022 – CERTAL* z důvodů nízké hmotnosti, vysoké pevnosti a snadné obrobitelnosti. Tento materiál je také svařitelný v ochranné atmosféře, což je velice důležité z hlediska oprav případných poškození při závodu či testování. Jeho fyzikální vlastnosti jsou zapsány v tabulce 3 níže.

Tab. 3 Fyzikální vlastnosti CERTALu

Pevnost v tahu:	Mez kluzu:	Modul pružnosti:	Hustota:	Tvrdost:	Tažnost:
$R_m = 550 \text{ MPa}$	$R_{p0,2} = 495 \text{ MPa}$	$E = 72000 \text{ MPa}$	$\rho = 2760 \text{ kg/m}^3$	165 HB	8 %



4 NÁVRH PŘEDNÍ TĚHLICE FORMULE STUDENT

Pro realizaci této diplomové práce se stal stěžejním a nejvíce využívaným prostředkem program Pro/Engineer Wildfire 5. Jelikož byl tento program využíván celým týmem, tak tato volba byla logickým krokem. Jeho nespornou výhodou je jistě úplná a přímá asociativita, díky které je možno provádět změny, a to velice efektivně, téměř v kterékoli fázi procesu vývoje. To znamená, že veškeré úpravy provedené zpětně v dílu či sestavě proběhnou i ve všech ostatních aplikacích, což umožňuje velice efektivní modelování.

Během modelování jsem vytvořil dvě verze těhlice a náboje předního kola Formule Student, jejichž návrhy budou vyobrazeny a popsány níže.

4.1 PRVNÍ NÁVRH TĚHLICE

Pro první návrh těhlice jsem vybral uložení se dvěma kuličkovými ložisky s kosoúhlým stykem umístěnými v tandemu o vnitřním a vnějším průměru $d = 70$ mm a $D = 90$ mm. Bližší specifikace tohoto ložiska i s jeho označením jsou vypsané v tabulce 4 níže.

Tab. 4 Ložisko 7007 ACD/P4A

Ložisko SKF Explorer	Hlavní rozměry			Únosnost dynamická	Únosnost statická	Mezní únavové zatížení	Hmotnost
	D	d	B	C	Co	P	m
7007 ACD/P4A	62 mm	35 mm	14 mm	14,8 kN	9 kN	0,38 kN	0,15 kg

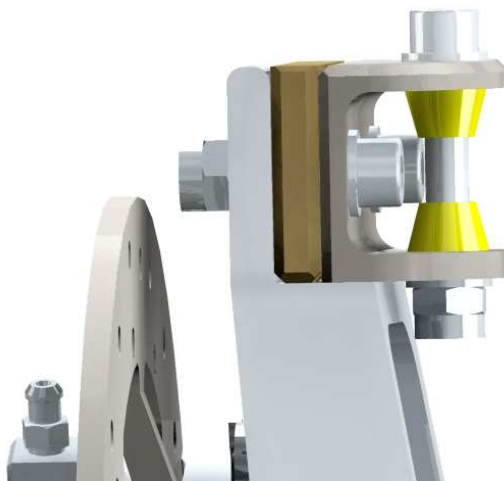
Jak už bylo psáno výše, nejprve jsem musel najít vhodnou polohu pro brzdový třmen, jelikož ten byl jedinou relativně volně danou součástí. Rozhodl jsem se umístit ho do horní části těhlice na stejnou stranu s řízením kvůli nižší materiálové náročnosti a jednodušší zástavbě.



Obr. 18 První návrh těhlice

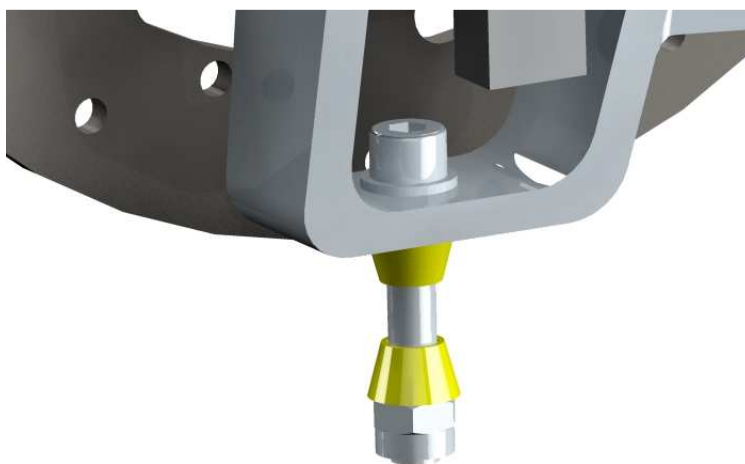


U minulé generace předních těhlic se vyskytl problém s kolizemi mezi třmenem a šrouby od středu kola, kde se nakonec musely vyrobit přídavné podložky, aby vůbec bylo možné kolo na náboj nasadit. Proto bylo třeba věnovat tomuto místu náležitou pozornost, aby se tato situace již neopakovala. Tedy zajistit umístění třmene v dostatečné vzdálenosti od vnitřního povrchu středu kola. V tom jsem byl samozřejmě omezen umístěním brzdového kotouče, který bylo možné uložit pouze do určité vzdálenosti od horního uchycení, tak aby nedocházelo ke kolizím, jak je znázorněno na obr. 19. Nicméně nespornou výhodou bylo zvolení jiného typu brzd, který měl třmen o 36 mm užší, než byl třmen od firmy Willwood.



Obr. 19 Prostor mezi kotoučem a maticí horního uložení

U spodního uchycení, které je zobrazeno na obr. 20, jsem se rozhodl využít letmého uložení čepu, a to hned z několika důvodů. Nespornou výhodou je hmotnostní úspora díky úbytku materiálu potřebného pro uchycení spodního uložení čepu a dále pak anulování možných rizik spojených s kolizemi mezi ramenem zavěšení a spodní konstrukcí těhlice při zatáčení. Jedinou nevýhodou je pak větší zatížení čepu a jeho horního uložení, kde je třeba zaměřit pozornost pro ověřování únosnosti při zatížení z hlediska maximálního napětí materiálu.

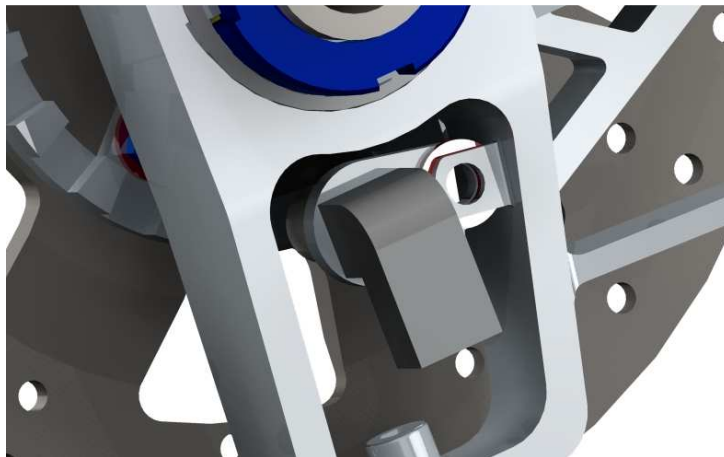


Obr. 20 Letmé uložení čepu

Dále jsem musel najít vhodnou pozici pro snímač otáček kola a navrhnout umístění kotouče s ozubením vyrobeného z feromagnetické oceli, jelikož se při tomto návrhu uvažovalo použití



senzoru na bázi Hallova efektu. Z konstrukčního hlediska jsem se rozhodl snímač umístit axiálně vůči kotouči, abych tak docílil co největší kompaktnosti. Nejlepším místem se ukázalo být spodní oko těhlice, kde jsem pouze vymodeloval jednoduchý úchyt s průchozí dírou pro šroubový spoj, jak je zřejmé z obr. 21.



Obr. 21 Uložení senzoru

Hmotnost 1. návrhu: 0,707 kg

Pomocí podložek je pak možné senzor vhodně napolohovat vůči kotouči do správné vzdálenosti, jelikož mezera je výrobcem určena a pohybuje se mezi 1-1,5 mm od vrchní plochy zubu kotouče.

4.2 PRVNÍ NÁVRH NÁBOJE

Pro vytvoření modelu bylo nejprve třeba zjistit rozměry roztečných děr na kolech, aby tomu byly přizpůsobeny i závitové díry na dosedací ploše náboje pro kolo. Vzhledem k tomu, že byl kladen důraz pro zachování co největší compatibility s předešlou generací Dragon 1, bylo rozhodnuto použít kola od stejné značky a se stejnými rozměry, jaké byly použity u první formule. Opět tedy byly použity disky americké značky Keizer, ovšem objednáno byl tentokrát jiný design a to ze série označované 4L. Tento výrobce se mimo jiné specializuje i na zakázkovou výrobu disků pro vozy Formule Student. Díky tomu, že jsou kola skládaná, lze jejich středy vyrobít na míru pro daný vůz, což byl i náš případ.



Obr. 22 Disky Keizer Wheels 4L-series[18]



Při vytváření náboje v programu Pro/Engineer jsem se zaměřoval hlavně na jednoduchost pro výrobu a co možná nejmenší hmotnost. Proto jsem také umístil uchycení brzdového kotouče do zadní stěny náboje, která má mimo jiné i vyztužující charakter při brzdění, kdy je část náboje mezi kotoučem a diskem kola namáhána na krut. V této zadní stěně náboje jsou vyvrtány pouze 4 díry a kotouč je k náboji upevněn pomocí šroubů a matic. Díky použitým ložiskům bylo možné vyvrtat nábojem průchozí díru kvůli odlehčení materiálu. Funkční plocha pro ložiska musí být obrobena s příslušnými tolerancemi danými výrobcem ložisek pro uložení s přesahem, jelikož jsou ložiska na náboji stejně jako v těhlici nalisovány.



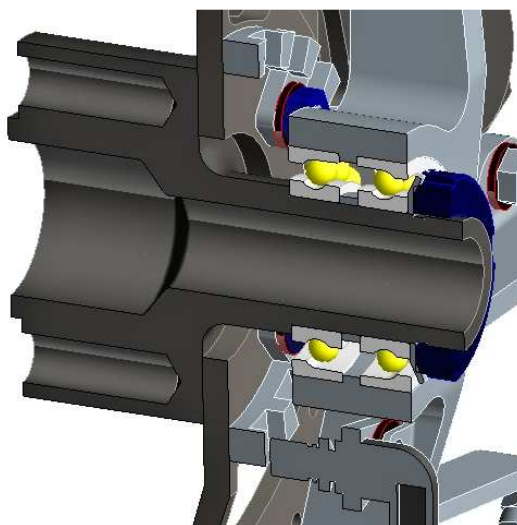
Obr. 23 První návrh náboje kola FSAE

Hmotnost 1.návrhu: 0,596 kg

Na přední straně náboje jsou vyvrtány 4 díry se závity pro uchycení disku pomocí čtveřice šroubů M10.

4.3 PRVNÍ NÁVRH SESTAVY KOLA

Na obr. 24 je znázorněn řez prvního návrhu sestavy předního kola. Je zde vidět uložení ložisek, která jsou v těhlici i na náboji nalisovaná. Mezi ložisky na straně náboje je vložen rozpěrný distanční kroužek, který vymezuje posuvy spodního vodícího uložení kuliček v axiálním směru.



Obr. 24 Řez uložením 1. návrhu sestavy



Kotouč s ozubením pro měření otáček kola jsem umístil na vnitřní stranu brzdového kotouče a uchytil ho do společných děr kvůli nízké hmotnosti celého měřicího zařízení.

Celkový náhled sestavy je pak možné shlédnout na obr. 25.



Obr. 25 Sestava kola prvního návrhu

4.4 DRUHÝ NÁVRH TĚHLICE

Pro druhý návrh těhlice jsem se rozhodl použít jedno dvouřadé ložisko opět s kosouhlým stykem, jehož životnost je vypočítána výše. Pro tento typ ložiska jsem se rozhodl ze dvou důvodů. Použitím dvou jednořadých ložisek se hmotnost zvětší dvojnásobně, což je nárůst o 150g na každé kolo a výhodou dvouřadého uspořádání jsou také menší nároky na konstrukci a následovnou montáž. Ložisko je navíc vybaveno ochranným těsnícím krytem, který zabraňuje vniku nečistot mezi ložiskové kuličky. Ložisko je opět nalisováno v těhlici, kde z jedné strany je vymezen pohyb horního uložení v axiálním směru vyvýšenou hranou uložení ložiska a z druhé strany pomocí pojistného kroužku.

Na pravé části Obr. 26 je také vidět univerzální držák pro snímač otáček, jelikož v době kdy byla těhlice předávána do výroby nebylo ještě určeno, od jakého výrobce, a který typ snímačů bude zakoupen, proto jsem se uchýlil k tomuto kroku. Oproti minulé verzi jsem počítal s tím, že bude snímač umístěn radiálně vůči kotouči, jelikož většina výrobců Hallova senzoru využívá tohoto polohování. Kotouč pak nebude umístěn na vnější, ale na vnitřní straně, na počátku závitové plochy náboje. Toto uspořádání bude ještě popsáno níže. Nicméně vhodným vytvarováním držáku senzoru je možné po přizpůsobení tvaru kotouče měřit otáčky kola i axiálně.



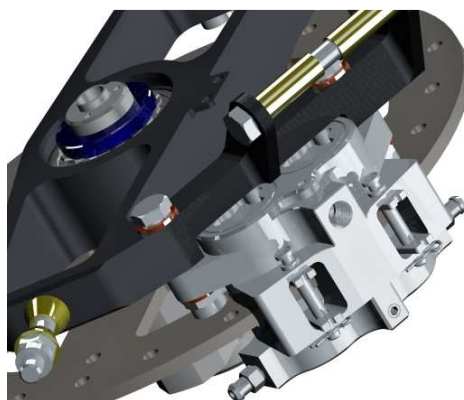
Obr. 26 Uložení ložiska v těhlci

U druhého návrhu těhlce jsem se rozhodl využít jiného uspořádání držáku řízení a brzdového třmene, a to hlavně kvůli vyšší tuhosti, jelikož při brzdění vznikají značné síly. Proto jsem zvolil triangulární uspořádání celé konstrukce a pro snížení výšky těžiště neodpružených hmot jsem umístil brzdový třmen tentokrát do spodní části těhlce. Toto uspořádání je znázorněno na Obr. 27 v různých pohledech.



Obr. 27 Druhý návrh těhlce FSAE

Zde však vznikl problém s umístěním třmene. Z důvodu jeho tvaru bylo třeba dodělat v rameni uchycení vybrání pro vystupující pístkovou část třmene, jak je znázorněno na obr. 28.



Obr. 28 Detail uchycení brzdy



Horní uchycení ramena zavěšení je řešeno stejně jako u první varianty pomocí segmentu ve tvaru písmena U přichyceného k těhlici pomocí dvou šroubových spojů. Pro jednodušší výrobu jsem se tentokrát nerozhodl využít závitového spoje, jak tomu bylo u minulé generace formule, kde byla v těhlici nalisována závitová vložka.



Obr. 29 Horní segment uchycení ramena zavěšení

Horní uchycení je od těhlice odděleno záměrně kvůli nastavitelnosti odklonu kola, které je realizováno pomocí čtyř podložek o různých tloušťkách tak, aby bylo možné dosáhnout odklonu kola od 0° do -4° . Při nastavení odklonu na -4° , tedy bez podložek, vznikla kolize mezi maticí uchycující rameno a podpůrnou plochou těhlice pro horní segment, proto bylo třeba udělat vybrání i pro krajní polohu nastavení, jak je znázorněno na obr. 30.



Obr. 30 Detail uložení horního segmentu

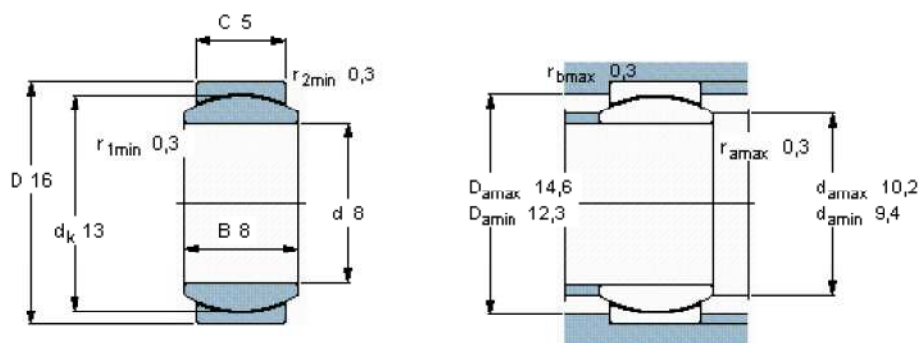
Kloubová ložiska - unibally

U formule Dragon 2 byl změněn dodavatel kloubových ložisek a hlavic, které se oproti minulým typům liší v rozměrech zvláště pak šířce, a tak muselo být přizpůsobeno i uložení uniballu. Musel jsem tedy podle toho přizpůsobit také kuželové podložky jak pro horní, tak i spodní zavěšení. Tyto podložky mají kuželový tvar záměrně z toho důvodu, že během propružení mění hlavice ramena zavěšení polohu vzhledem k těhlici, což by v případě použití obyčejných válcových podložek znamenalo kolizi, ať už mezi podložkou a uniballem, či podložkou a stěnou uložení ramena. Navíc tyto podložky slouží také k vymezení vůlí a správnému určení polohy uchycení zavěšení.



Obr. 31 Detail ramena zavěšení

Pro formuli Dragon 2 byla vybrána kloubová ložiska od firmy SKF jednak proto, že mají nižší hmotnost než ložiskové unibally od firmy MBO Osswald, a také díky získanému sponzoringu právě od SKF, která nám ušetřila značnou finanční částku. Rozměrově jsou kompaktnější, tudíž bylo třeba předělat uložení v rameni zavěšení. Základní rozměry jsou vyobrazeny na Obr.32.



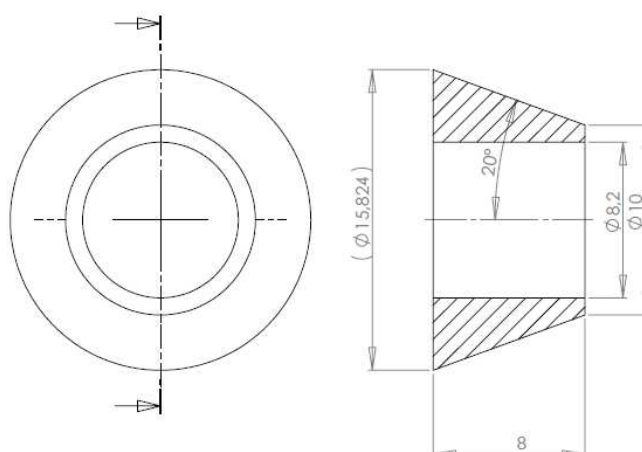
Obr. 32 základní rozměry kloubového ložiska od SKF[19]

Kuželové podločky

Vzhledem k možným nepřesnostem, které se mohou během výroby jednotlivých součástí objevit, jsem se rozhodl nechat kuželové podločky vyrobit větší, nikoli přesné pro daný model z toho důvodu, aby bylo možné je jednoduchým zbrúšením upravit pro dané uložení, kde obzvláště horního segmentu je důležité dodržet přesné rozměry tak, aby zde nevznikly vůle. U spodního uložení není přesnost až tolik důležitá, a to díky letmému uložení, kde je možné vymezit vůle dotažením celého závitového spoje.



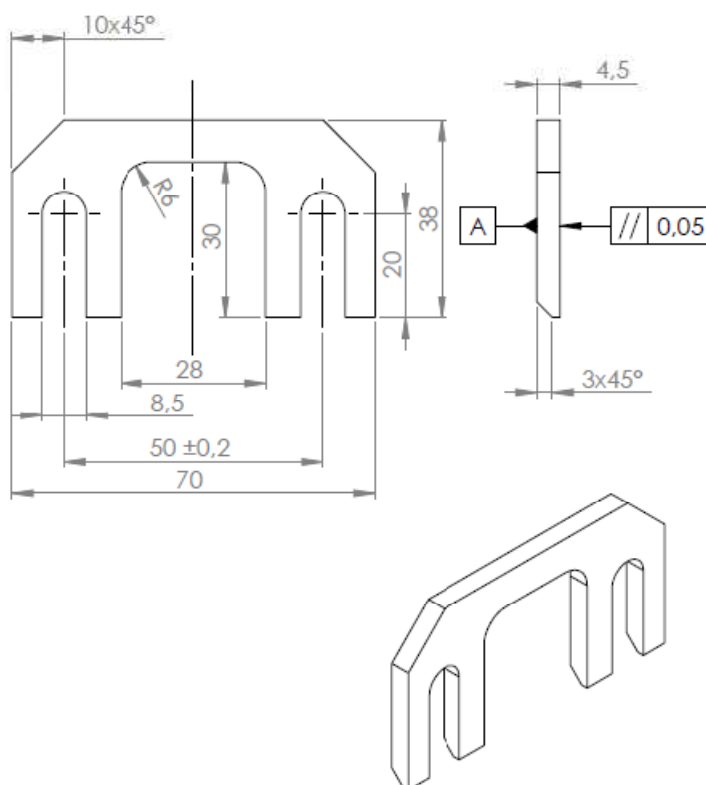
Obr. 33 Podločky s ramenem zavěšení



Obr. 34 Výrobní výkres podložky

Podložky pro odklon

Jak už bylo psáno výše, odklon kola je zprostředkován pomocí podložek, které se vsouvají mezi těhlici a horní segment uchycení ramena zavěšení a tím mění úhel odklonění kola. Pro variabilnější nastavení jsem se rozhodl pro čtyři podložky o různých tloušťkách, konkrétně o rozměrech 4,5 mm a 6 mm, tak aby bylo dosaženo požadovaného nastavení, ale také i možnost pro jiné úhly odklonu nežli jen pro ty předem stanovené. Na obr. 35 je znázorněn výrobní výkres jedné z podložek.

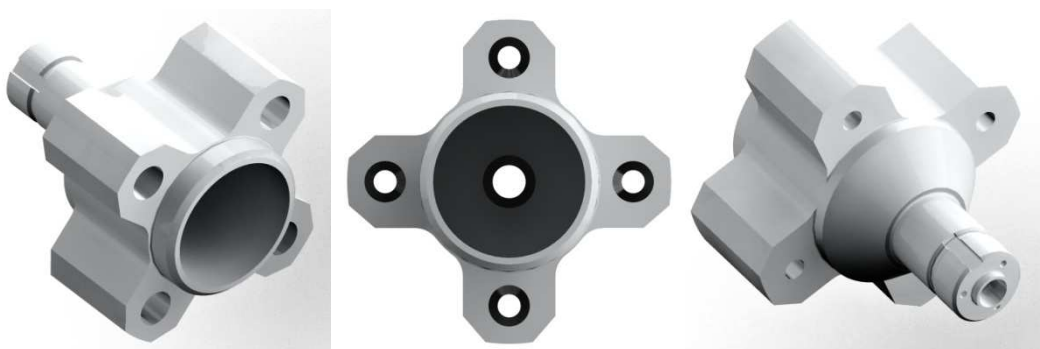


Obr. 35 Podložka pro nastavení odklonu kola



4.5 DRUHÝ NÁVRH NÁBOJE

U druhého návrhu náboje bylo třeba tedy počítat s jinými rozměry ložiska, konkrétně jsem musel brát v úvahu jiný vnitřní průměr, který činí 25 mm, tudíž jsem musel vzhledem k prvnímu návrhu zmenšit průměr dosedací plochy hřídele. Uchycení brzdového kotouče jsem se tentokrát rozhodl umístit souose s dírami pro uchycení kola a to z důvodů ještě větší materiálové a tedy hmotnostní úspory.



Obr. 36 Druhý návrh náboje FSAE

Místo závitů pro uchycení kola přímo v materiálu jsem použil závitové vložky, které jsou pro závitové spoje vhodnější nežli závity v duralu, a to hlavně z toho důvodu, že se bude kolo často utahovat a povolovat, a tím může hrozit jeho stržení. Tyto závitové vložky jsou vyrobeny firmou Böllhoff využívající technologii HELICOIL, které se pomocí speciálního přípravku natlačí do předvrtané díry o průměru 12,5 mm, což je rozměr, který musí mít díra pro závit M10. NA obr.37 je znázorněn závit technologie Helicoil i s přípravkem pro vtlačení.

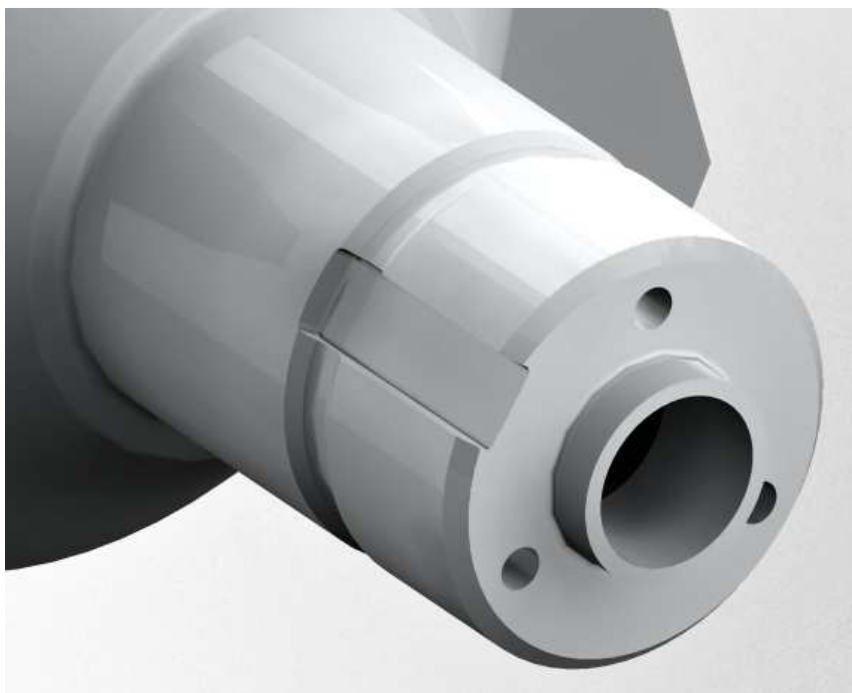


Obr. 37 závitová vložka Helicoil [20]

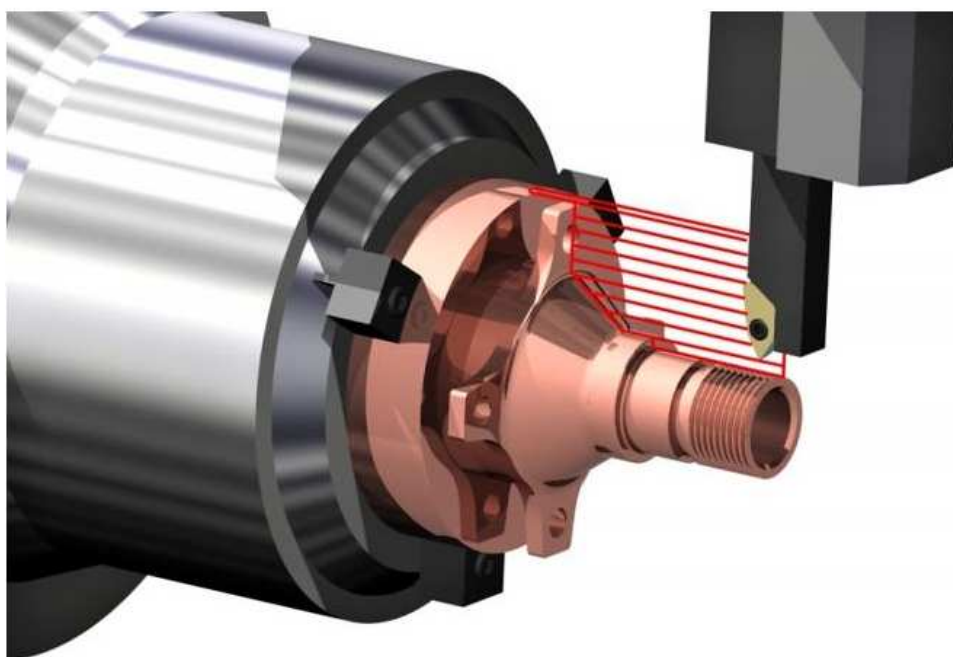
Pro spojení kotouče s nábojem jsem se rozhodl využít klasických závitů vyvrtaných v náboji, jelikož se nepředpokládá častá výměna kotoučů. Kotouč je přichycen opět pomocí čtyř šroubů M8.

Na konci hřídele náboje se opět nachází závit s drážkou pro MB podložku. Závit je zakončen normalizovaným zápichem. V čele náboje jsou vyvrtány tři závitové díry M3 pro uchycení kotouče určeného pro měření otáček kola. Detail zadní části hřídele náboje je na Obr. 38.

Hmotnost 2. Návrhu: 0,414 kg



.Obr. 38 Detail funkční plochy hřídele se závitem.

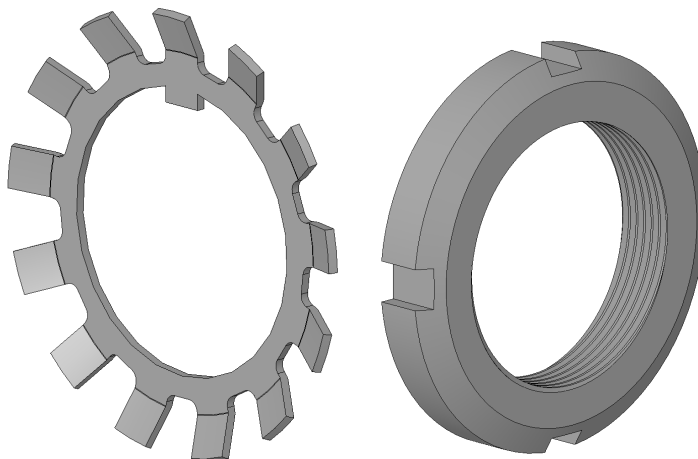


Obr. 39 Ukázka dráhy nože při soustružení náboje[21]



4.6 DRUHÝ NÁVRH SESTAVY KOLA

Stejně jako u prvního návrhu je ložisko nalisováno v náboji i v těhlici, aby byly vymezeny vůle v radiálním směru. V axiálním je pak dvouřadé ložisko pojištěno z jedné strany vybráním na náboji a v těhlici. Z druhého směru pak pomocí pojistného kroužku, který je umístěn v drážce těhlice. Spodní uložení dvouřadého ložiska je zajištěno pomocí MB podložky s KM maticí pro daný závit.

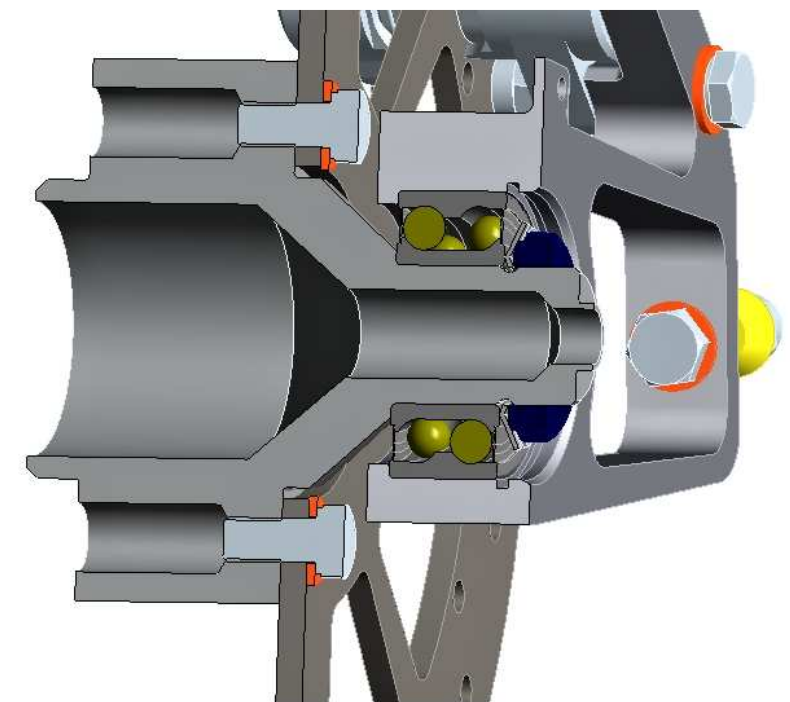


Obr. 40 MB podložka s KM maticí

Podložka MB zajišťuje hřídelovou matici KM proti povolení, respektive pootočení. Podložka se nasouvá na hřídel před našroubováním KM matice, kdy zub na vnitřním průměru zapadne do drážky vyrobené na hřídeli právě pro tento účel. Po dotažení matice se ohne jeden nebo více zubů na vnější straně do drážek na KM matici a tím je matice plně zajištěna proti pootočení.



Obr. 41 Detail MB podložky s KM maticí v sestavě



Obr. 42 Řez uložením těhlice a náboje

Bylo také třeba celou sestavu vložit do sestavy se zavěšením, aby se zjistili případné kolize při natočení kol a propružení. Žádné střetnutí se však neprokázalo. Na obr. 43 je znázorněna sestava i s rameny.



Obr. 43 Sestava předního zavěšení



4.7 PŘEDFINÁLNÍ MODIFIKACE DRUHÉHO NÁVRHU TĚHLICE

Před tím než těhlice získala finální vzhled, jaký je znázorněn výše, bylo třeba provést řadu změn a zdokonalování tvaru vzhledem k tomu, jak se měnily podmínky a jednotlivé komponenty úzce spjaté s designem těhlice a náboje kola pro formuli Dragon 2. Na obr. 44 je znázorněn jeden z prvních návrhů designu druhé těhlice, kde jsem uvažoval třmen s radiálním uložením, jelikož firma ISR nabízí obě řešení uchycení brzdového třmene. Nakonec jsem se rozhodl použít axiální právě z důvodu jednodušší zástavby. U radiálního řešení navíc docházelo ke kolizi spodního šroubu uchycení s tělem těhlice.



Obr. 44 První návrh druhé varianty těhlice

Jak u předchozího návrhu, tak i u toho druhého, znázorněného na obr. 45, jsem v rámci úspory hmotnosti volil délku vyztužujícího ramena co nejkratší, a proto tedy končí za polovinou výšky těhlice. Nicméně z hlediska pevnostní únosnosti jsem se nakonec rozhodl prodloužit rameno na celou délku těhlice a zajistit tak lepší oporu a rozložení napětí při zatížení brzdovými silami.



Obr. 45 Druhý návrh druhé varianty těhlice



Na obr. 46 je vidět jiná modifikace uložení senzoru otáček, jelikož zpočátku se zamýšlelo využít snímač otáček od Firmy Honeywell a držák je tedy dimenzovaný na příslušné rozměry, jak samotného těla senzoru, tak i kotouč s ozubením pro měření signálu.



Obr. 46 Třetí návrh druhé varianty těhllice



5 ANALÝZA MODELU POMOCÍ MKP

K analýze modelu z pevnostního a deformačního hlediska jsem využil program Ansys Workbench a to z důvodu jeho přehlednosti a možnosti rychlé změny vstupních parametrů. Díky tomuto programu bylo možno optimalizovat jednotlivé součásti na ideální tvar tak, aby byla zajištěna únosnost při maximálním zatížení a zároveň určit málo namáhaná místa, kde jsem naopak mohl ubrat materiálu za účelem snížení hmotnosti celkové sestavy.

Ansys Workbench je multifyzikální program založený na metodě konečných prvků, což je numerická metoda pro nalezení přibližného řešení parciálních diferenciálních rovnic, stejně jako integrálních. Tato metoda je založena, jak už název napovídá, na vytvoření sítě elementů, tedy spojitě soustavy o určitém konečném počtu prvků na celém povrchu modelu. Základním stavebním prvkem je tedy prvek konečných rozměrů na rozdíl od klasické pružnosti, která vychází z představy rovnováhy na nekonečně malém elementu.

„Pro každý typ prvku je kromě dimenze a tvaru charakteristický počet a poloha jeho uzlů. Uzly sítě jsou body, v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy a natočení, z kterých dále počítáme napětí).“ [22]

5.1 SÍLY NA TĚHLICI

Nejprve bylo třeba zjistit velikosti zátěžných sil v různých jízdních stavech, které odpovídají reálnému zatížení v těch nejzazších jízdních podmínkách, aby je bylo možné aplikovat na model těhlice v Ansysu. Tyto hodnoty jsem získal z multibody systému ADAMS, a to konkrétně pro čtyři jízdní stavy popsané v tabulce níže. Z naměřených údajů vyplývá, že nejvíce bude těhlice namáhána při přejezdu vozovky s výmoly. Nicméně je nutné prověřit deformace a napjatost materiálu i v ostatních bodech vzhledem k rozdílným směrům působení sil, tedy odlišným výslednicím, které na těhlici působí.

- C - bod uchycení spodního ramene
- G - bod uchycení tyče řízení
- F - bod uchycení horního ramene

Tab. 5 Síly ve 4 jízdních stavech

Přejezd nerovnosti	C -spodní rameno	G - tyč řízení	F - horní rameno
F _x [N]	4	-111	-106
F _y [N]	1233	-254	7
F _z [N]	42	7	-28
výslednice sil F[N]	123,722	277,283	669,044

Prudká akcelerace	C -spodní rameno	G - tyč řízení	F - horní rameno
F _x [N]	3	-65	-62
F _y [N]	663	-149	448
F _z [N]	23	4	-19
výslednice sil F[N]	663,406	162,61	452,669



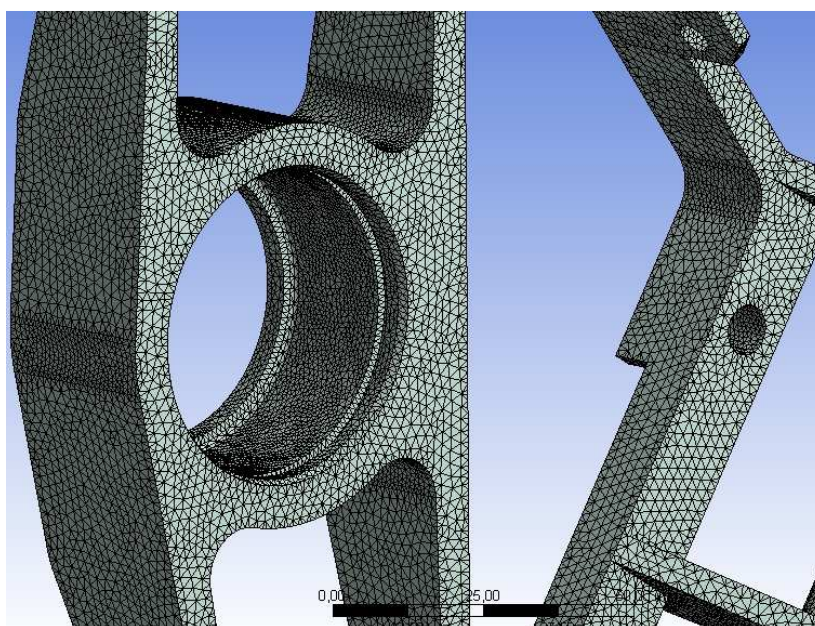
Prudké brzdění	C -spodní rameno	G - tyč řízení	F - horní rameno
F _x [N]	1543	82	610
F _y [N]	161	188	334
F _z [N]	-158	-5	23
výslednice sil F[N]	1559,402	20,166	695,834

Vozovka s výmoly	C -spodní rameno	G - tyč řízení	F - horní rameno
F _x [N]	-14	-139	-102
F _y [N]	1771	-320	802
F _z [N]	400	-22	64
výslednice sil F[N]	1815,664	349,578	810,99

Při brzdění jsem aplikoval sílu o velikosti 3500 N působící ve směru tečny kotouče, rozloženou do dvou bodů pro uchycení brzdového třmene.

5.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY A ANALÝZA NAPJATOSTI PŘEDNÍ TĚHLICE

Nejprve jsem v hlavním panelu vybral statickou strukturální analýzu, kde je prvním bodem určení materiálu z předdefinované knihovny. Pokud se daný materiál v databázi nenachází, je možné vypsát jeho mechanické vlastnosti ručně. V mém případě to byly dva materiály, a to strukturální ocel, a dříve avizovaná slitina hliníku CERTAL. Dále následovalo nahrání geometrického modelu, který jsem získal z programu Pro/Engineer, a to konkrétně uložení sestavy těhlíce do souboru ve formátu *.STP. Potom bylo třeba vytvořit velmi jemnou síť, která rozděluje povrch těhlíce na konečný počet prvků, jak je znázorněno na Obr. 47. Zvolil jsem velikosti každého prvku do 1,5mm.



Obr. 47 Detail síťování

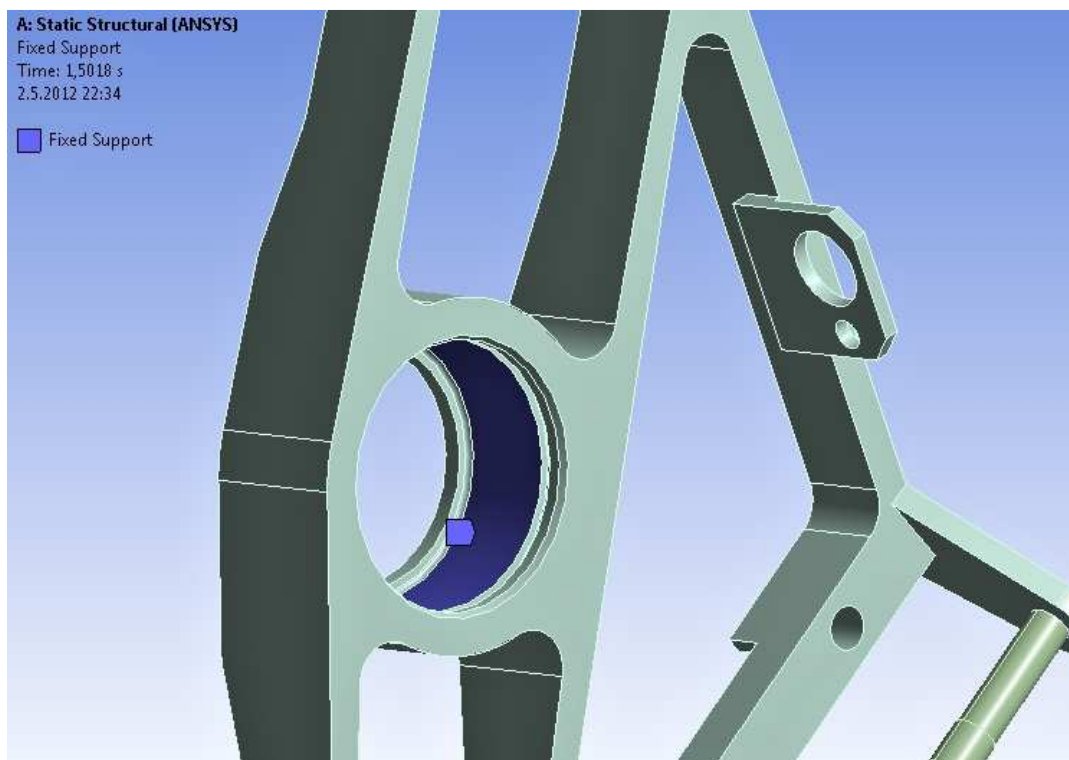


Obr. 48 Celkové síťování

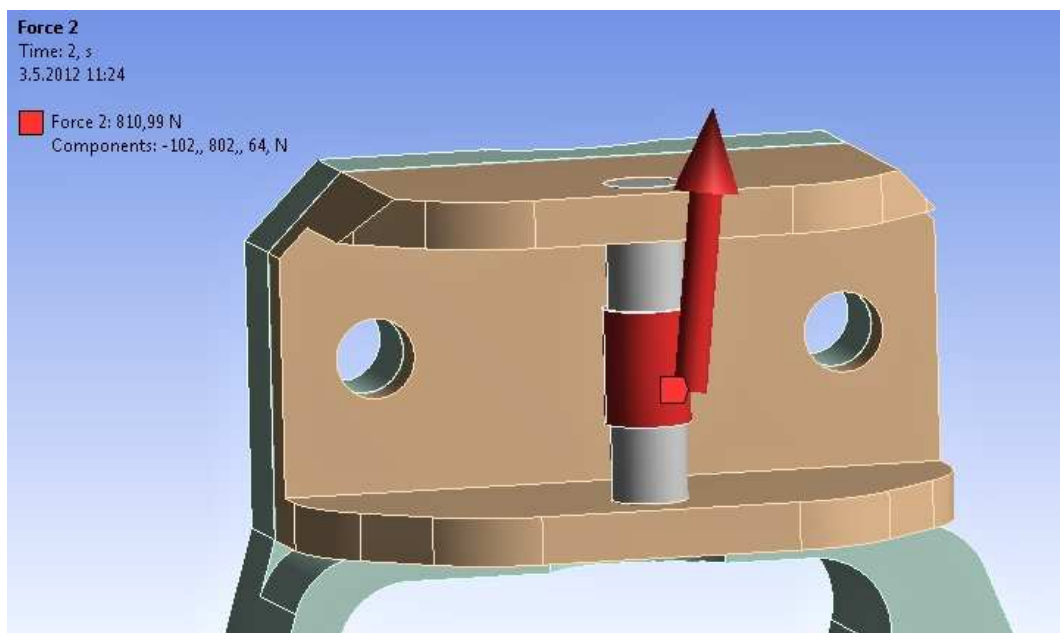
Vytvořila se síť obsahující zhruba 230 000 elementů a téměř 400 000 bodů.

Před samotným výpočtem bylo třeba nejprve určit okrajové podmínky. Vymezit posuvy a rotace v jednotlivých směrech, tedy vytvořit simulaci reálného umístění těhlice v sestavě auta, aby bylo možné na jednotlivé body zavěšení aplikovat síly v jednotlivých jízdních stavech.

Na obr. 49 je znázorněna vazba těhlice v uložení pro ložisko, která vymezuje rotace a pohyby ve všech osách. Těleso je tedy staticky určité s nulovými stupni volnosti. Pro aplikaci sil, jsem si v Pro/Engineeru vymodeloval čepy, které mají simulovat šroubové spoje, a na které jsem aplikoval působící síly. Samozřejmě jsem zvolil odlišný materiál těchto čepů, a to pevnostní ocel. Dá se totiž předpokládat, že tyto čepy budou nejvíce namáhány. Ansys Workbench si mezi jednotlivými součástmi vytvoří kontakty. Detail tohoto horního uložení se směrem působící síly je znázorněn na obr. 50.

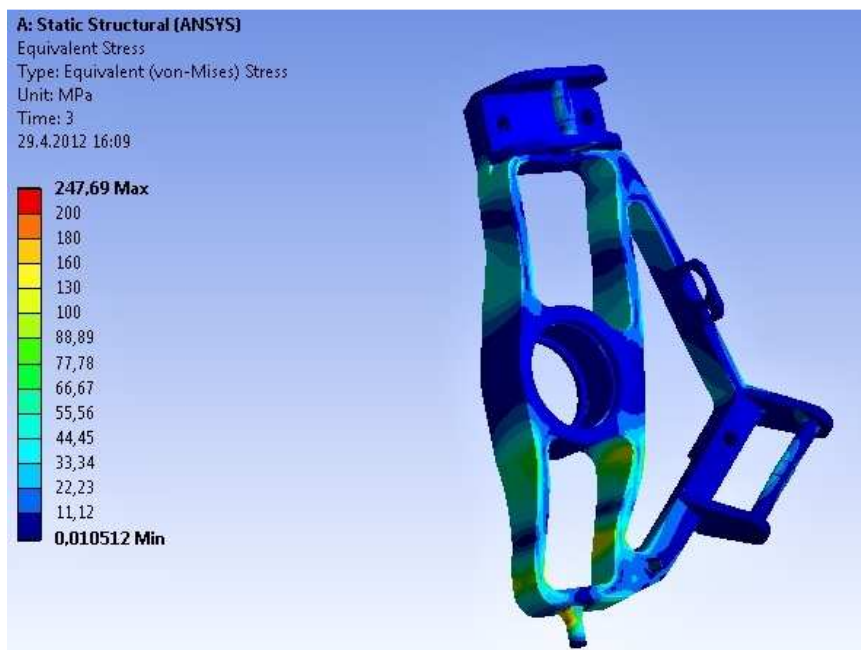


Obr. 49 Fixace těhlice v Ansysu Workbench

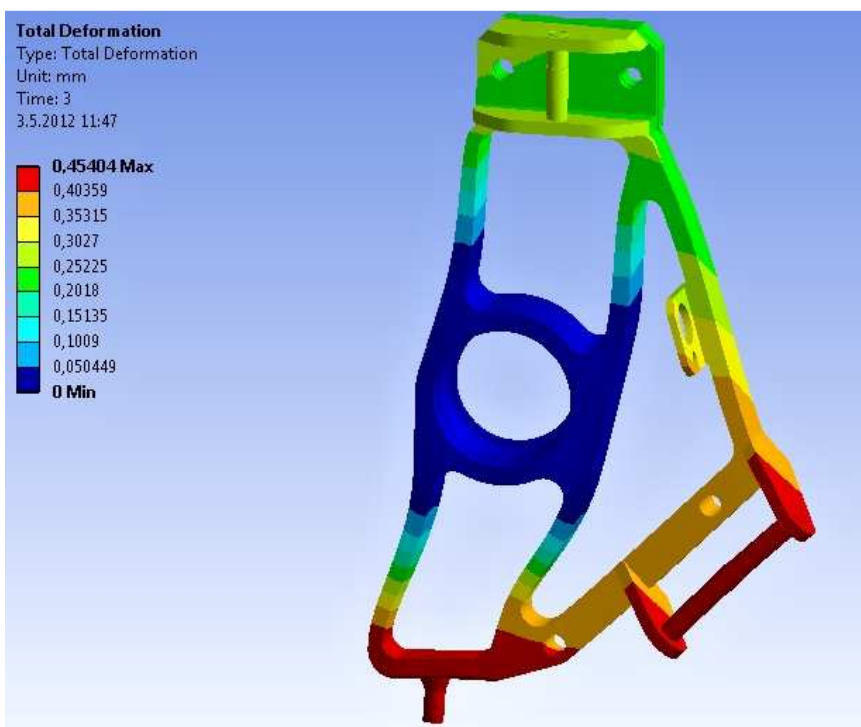


Obr. 50 Detail čepu uchycení se směrem působící síly

Síly jsem v Ansysu aplikoval pro všechny čtyři jízdní stavy do jednoho projektu pomocí funkce load step. Tudiž jsou výsledky dostupné bez jakéhokoliv přepočítávání a nahrávání jiných projektů. Jak už bylo psáno výše, největší deformace těhlice se objevují během prudkého brzdění vyvolané působením sil v uchycení brzdového kotouče. Na obr. 51 níže je vyobrazena analýza napjatosti při přejezdu vozovky s výmoly, kdy docházelo k největším deformacím. Na obr. 52 je potom tato maximální elastická deformace vlivem zatížení znázorněna a činnivé spodní části těhlice 0,45mm.

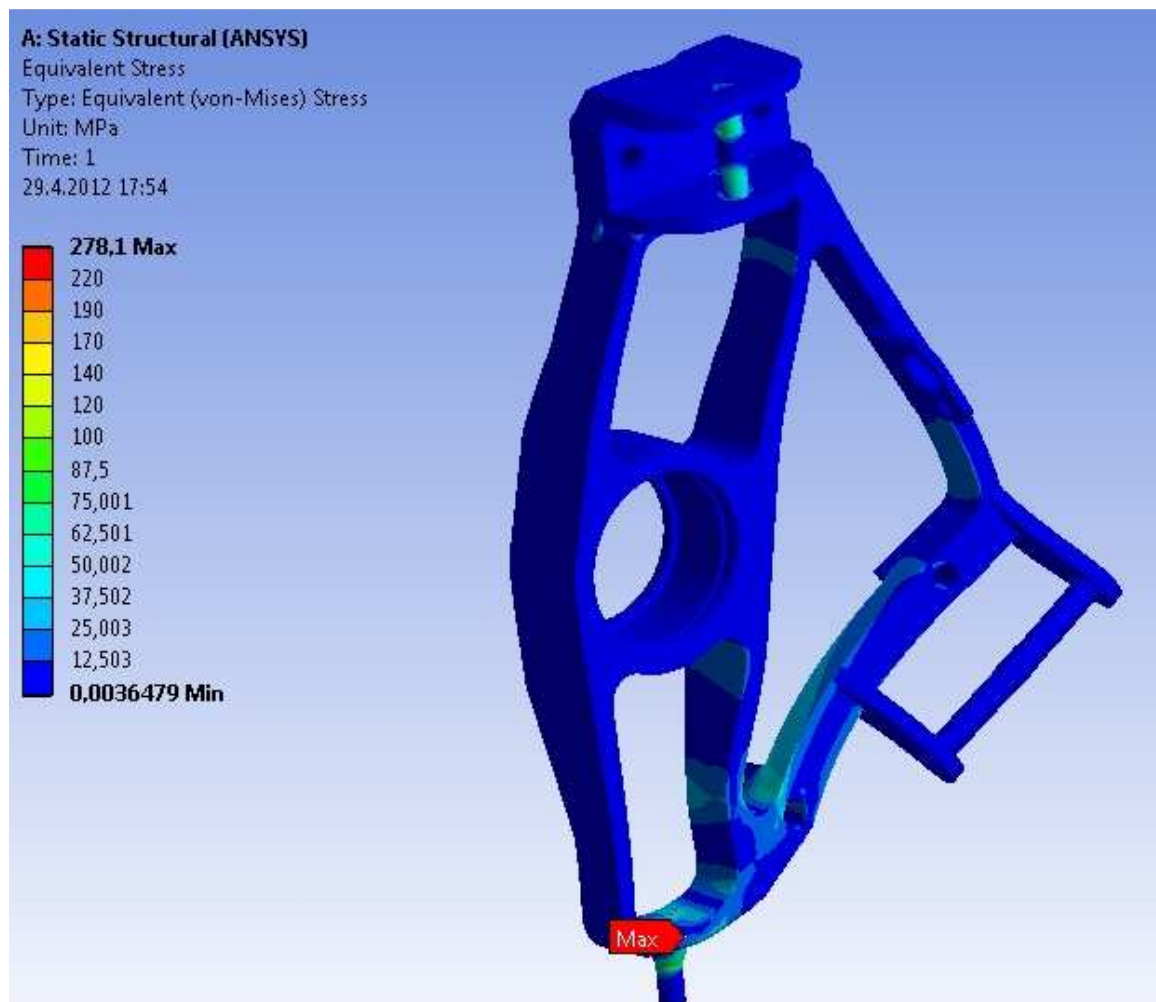


Obr. 51 Maximální napětí na těhlici při přejezdu vozovky s výmoly



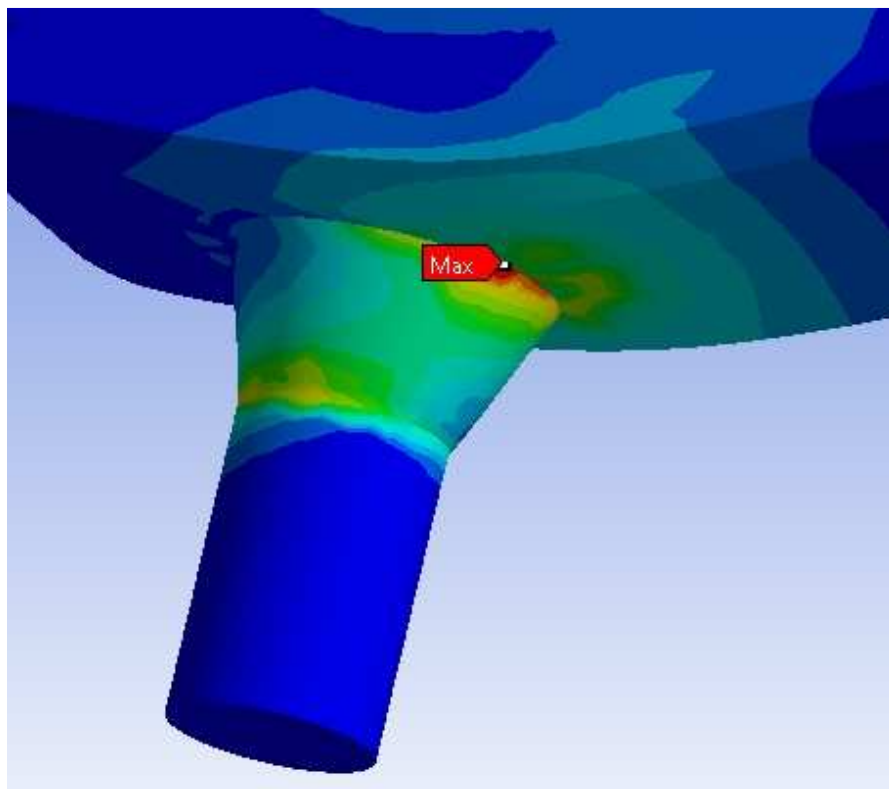
Obr. 52 Maximální deformace při přejezdu vozovky s výmoly

Nejvíce je však těhlice namáhána při prudkém brzdění silou vznikající při tření kotouče a brzdových destiček. Pro správnou analýzu tohoto stavu jsem musel změnit okrajové podmínky, tedy změnit vazbu z ložiska na vazby v horním a dolním čepu uchycení a opět vymežit posuvy a rotace ve všech osách.



Obr. 53 Maximální napětí při prudkém brzdění

Z analýzy při největším zatížení vyplývá, že maximální napětí se bude soustředit kolem spodního čepu, nejvíce však na podložce a šroubovém spoji dolního ramena, a to konkrétně napětí o velikosti 278MPa. Z toho vyplývá, že čep i podložka musí být vyrobeny z vysokopevnostní oceli nejlépe třídy 11 600 s mezí kluzu materiálu 294MPa a vyšší. Na obr. 54 je detail rozložení napětí ve spodní podložce a těhlici.



Obr. 54 Detail rozložení napětí na spodním čepu při prudkém brzdění

Na těhlici samotné se až na okolí kontaktu podložky a spodní stěny napětí pohybovalo do 200Mpa. Pro výpočet bezpečnosti jsem tedy využil hodnoty 278Mpa. Mez kluzu materiálu AW EN 7022 CERTAL je 495MPa.

$$\text{Vypočtená bezpečnost: } k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{495}{278} = 1,78$$

σ_{redMAX} - maximální redukované napětí

σ_k – mez kluzu materiálu AW EN 7022 CERTAL

Z výpočtu tedy vyplývá, že bezpečnost těhlice je při daném zatížení dodržena.

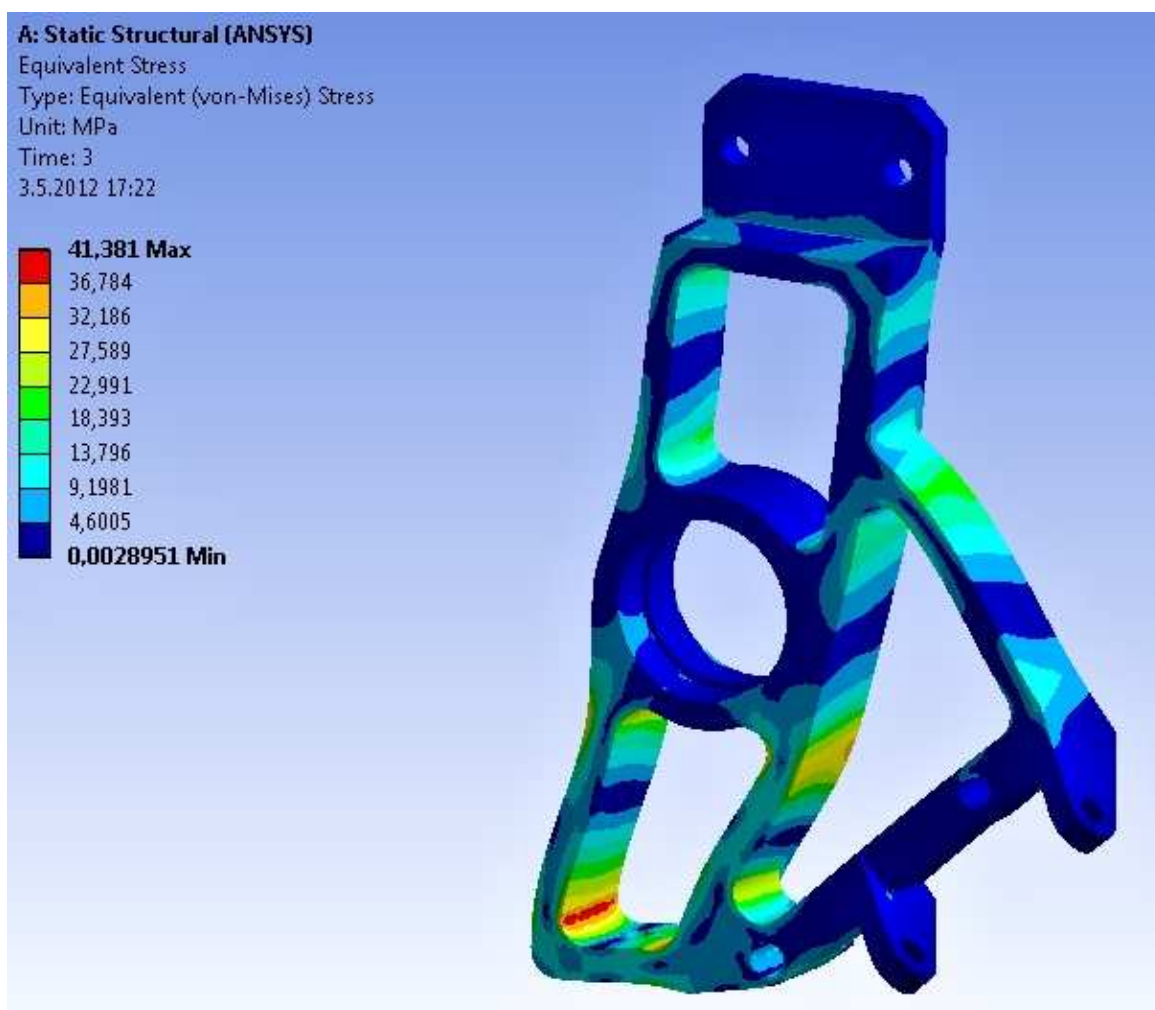
Další zátěžné stavy jsou zobrazeny v příloze 2 a příloze 3.

Tab. 6 Hodnoty pro ostatní zátěžné stavy

Jízdní stav	Redukované napětí [MPa]	Deformace [mm]	Bezpečnost
Přejezd nerovnosti	150,5	0,146	3,289036545
Prudká akcelerace	81,04	0,08106	6,108094768
Prudké brzdění	247,69	0,16778	1,998465824
vozovka s výmoly	217,04	0,458	2,280685588

6 ZDOKONALOVÁNÍ DESIGNU TĚHLICE

Konstrukce těhlice byla provázána i průběžným zdokonalováním designu, kterou bylo nutné provádět souběžně, a to kontrolou pomocí analýzy napjatosti v programu Ansys Workbench. Cílem bylo dosáhnout co nejnižší hmotnosti se zaručenou bezpečností a minimálními deformacemi pod zatížením, vzhledem k důležitosti jednotlivých bodů zavěšení a jejich neměnné poloze vůči sobě. Na obr. 55 je znázorněna jedna z předfinálních verzí, která má tloušťku stěn dvojnásobnou oproti finální verzi. Maximální napětí 41,38 MPa jasně značí předdimenzované rozměry a tedy bylo možné obzvláště v oblastech tmavě modře znázorněných ubírat materiál za účelem snížení hmotnosti.



Obr. 55 Předběžná verze těhlice v programu Ansys

Postupným upravováním jsem snižoval tloušťku stěn, u horního uchycení jsem vyřiznul materiál, stejně jako jsem zúžil profilový tvar stěny od ložiskového uložení směrem k uchycení ramen zavěšení. Držák řízení byl taktéž předdimenzovaný a bylo nutné ho upravit. Pro lepší rozložení napětí jsem pak posunul uchycení horního vyztužujícího ramena více do horní části těhlice, jak je možné vidět na obr. 53, kde je znázorněna finální analýza napjatosti přední těhlice konečného designu.



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout uložení předního kola Formule Student. Jako před každým konstrukčním návrhem bylo nutné provést důkladnou rešerši a získat tak co nejvíce informací ohledně různorodých řešení těhlic a nábojů jiných týmů FSAE k tomu, aby bylo možné poučit se z chyb ostatních, nebo naopak zahrnout konstrukční prvky, které se osvědčily u jiných týmů, do návrhu vlastního a vytvořit tak stoprocentně funkční, avšak originální celek. Tyto informace nebylo však lehké získat vzhledem k vědomostnímu embargu, které si každý z týmů udržuje, tudíž největší přínos pro vytváření návrhu byly právě fotografie jednotlivých dílů ze závodů a samozřejmě v neposlední řadě také internetová fóra zaměřená na Formuli Student, která hrála důležitou roli ve vytváření konečného návrhu uložení kola pro formuli Dragon 2.

Vzhledem k tomu, že těhlice i náboj budou skutečně vyrobeny a stanou se tedy součástí jednoho komplexního celku, jakým bezesporu vůz Formule Student je, bylo třeba průběžně konzultovat práci s ostatními členy týmu, jelikož během vývoje docházelo k mnoha změnám, které mohly ovlivnit design těhlice i náboje. V mém případě se tedy jednalo hlavně o výběr disků a senzorů na měření otáček kola. Bylo třeba podle toho modifikovat jak těhlici v případě snímačů, tak i rozměry objednávaných disků pro vhodnou zástavbu celého předního zavěšení do systému podvozku.

Výsledkem této práce je konstrukční návrh těhlice a náboje s hmotností nižší, než byl loňský model, při zachování potřebné tuhosti a pevnosti. Samozřejmostí bylo také zajištění nastavitelnosti odklonu realizované pomocí podložek, které se vkládají mezi horní segment uchycení ramena zavěšení a těhlici samotnou. Razantní redukci hmotnosti bylo možné realizovat použitím menšího průměru ložisek. Tím také bude možné ověřit, zdali výhody ložisek velkých průměrů, jako je nízký valivý odpor a teoreticky lepší vedení kola, jsou z hlediska ovladatelnosti vozu výhodnější, či naopak úspora hmotnosti neodpružených hmot je stěžejním faktorem pro lepší jízdní vlastnosti, což bude možné porovnat testováním formulí Dragon 1 a Dragon 2 po jejich celkové kompletaci na testovacím polygonu. Během celého procesu jsem vytvořil dvě odlišné verze předního uložení. U obou návrhů byla zajištěna potřebná konstrukční bezpečnost, nicméně od prvního návrhu těhlice jsem upustil z důvodů vyšší polohy těžiště vzhledem k umístění brzdového třmenu v horní části a díky složitější kompletaci, ale také i případné údržbě způsobené použitím dvou jednořadých ložisek. Z výpočtu životnosti ložiska jasně pramení, že v našem případě je, ať už s použitím jednoho dvouřadého, či dvou jednořadých ložisek uložených v tandemu, bezpečnost zajištěna dostatečně.

Jak se měnil průměr ložisek, tak se upravoval i náboj kola. Opět jsem tedy navrhl dvě verze. Oba návrhy se liší jiným průměrem hřídele, na kterém je nalisováno ložisko, avšak hlavní změnou je odlišné uchycení kotouče, díky kterému bylo možné u druhého řešení ušetřit hmotnost o téměř 200g.

Samozřejmostí bylo vyšetření kolizí ve všech krajních polohách, které bylo možné provést implementováním modelu těhlice a náboje do sestavy přední nápravy vozu Dragon 2.

Analýza napjatosti těhlice ve 4 jízdních stavech uvedených v tab. 5 ukazuje, že maximální napětí se na těhlici objeví při prudkém brzdění a průjezdu vozovky s výmoly, kdy také působí největší síly. Nejvíce se koncentrovalo napětí na spodním uchycení ramena zavěšení, kde vznikalo redukované napětí 278 MPa. Zvláštní pozornost je třeba dbát také při výběru



materiálu pro kuželovou podložku vymezující dostatečnou vzdálenost od těhlice, kde se soustředilo podobné napětí, proto jsem zvolil materiál třídy 11 600 a vyšší, který má dostatečně velkou mez kluzu. Samozřejmě během vytváření finálního návrhu probíhalo i zdokonalování designu, kdy jsem například měnil tloušťku stěn, jak je znázorněno na Obr. 55, ato z důvodů velikosti zátěžných sil, kdy se ukázalo, že je těhlice předimenzovaná a bylo tedy možné ji odlehčit.

Ve srovnání s minulou sestavou těhlice a náboje předního zavěšení Dragon 1 došlo u nynější verze k úspoře hmotnosti o téměř 1,5 kg, nehledě na změnu typu ložisek z dvou jednořadých na jedno dvouřadé o malém průměru, díky které se ušetřilo dalších 750 g celkové váhy neodpružených hmot na jednom kole. Vzhledem k razantnímu snížení hmotnosti se přikláním k pokračování použití ložisek menších průměrů i pro další generaci, nicméně tato skutečnost bude ověřena až po reálném testování, které doopravdy ukáže, zdali je tato volba výhodnější.

Celá navržená skupina zavěšení (těhlice, náboj kola, podložky odklonu, horní segment uchycení zavěšení a vymezovací kuželové podložky) byla vyrobena a začleněna do sestavy zavěšení kola formule Dragon 2 a je připravena k provedení jízdních zkoušek.



Obr. 56 Kompletní sestava vozu Dragon 2 v částečných řezech



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Stuba green team [online] Dostupné z:
http://www.sgteam.eu/?page_id=1434&lang=en
- [2] Full bloe rating [online] Dostupné z:
<http://www.fullblueracing.co.uk/2011/formula-student-uk-confirms-rules-dates-for-2012/>
- [3] SKF: Interactive Engineering Catalogue [online] Dostupné z:
<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation/calculationIndex.jsp>
- [4] SKF: Interactive Engineering Catalogue [online] Dostupné z:
<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?newlink=&action=search&lang=en&prodid=125012205>
- [5] L.G. Motorsports [online] Dostupné z:
<http://www.lgmotorsports.com/LG-Drop-Spindles>
- [6] F1 News [online] dostupné z:
<http://f1-en.blogspot.com/>
- [7] Constructors F1.com and motosport magazine [online] Dostupné z:
<http://www.constructorsf1.com/modules.php?name=News&file=article&sid=382>
- [8] FAU Formula SAE race Team [online] Dostupné z:
<http://fausae.0dollarwebpace.com/?p=465>
- [9] FSAE Forum [online] Dostupné z:
<http://fsae.com/eve>
- [10] Dalhousie Formula SAE racing [online] Dostupné z:
<https://blogs.dal.ca/formulaSAE/2011/03/13/build-update/>
- [11] Autolexikon [online] Dostupné z:
<http://cs.autolexicon.net/articles/ackermannova-podminka/>
- [12] The web where you study in [online] Dostupné z:
<http://www.ustudy.in/node/4268>
- [13] Autolexikon [online] Dostupné z:
<http://cs.autolexicon.net/articles/priklon-rejdoveho-cepu-s/>
- [14] Autolexikon [online] Dostupné z:
<http://cs.autolexicon.net/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek/>
- [15] Sport Rider magazine [online] Dostupné z:
http://www.sportrider.com/industry_news/146_1103_desmoworks_joins_with_ducati_performance/index.html



- [16] ISR Brakes – Sweden [online] Dostupné z:
<http://www.isr-brakes.se/products/calipers/22-048.shtml>
- [17] ISR Brakes – Sweden [online] Dostupné z:
<http://www.isr-brakes.se/products/brakediscs/>
- [18] Keizer Aluminum Wheels Inc. [online] Dostupné z:
<http://www.keizerwheels.com/>
- [19] SKF: Interactive Engineering Catalogue [online] Dostupné z:
bv
<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?lang=en&maincatalogue=1&newlink=3>
- [20] Böllhoff [online] Dostupné z:
http://www.boellhoff.cz/cs/cz/spojovaci_prvky/specialni_spojovaci_prvky/zavitove_tech_nologie.php
- [21] Delcam [online] Dostupné z:
<http://www.delcam.cz/produkty/featurecam/featureturn/>
- [22] Konstruování strojních součástí [online] Dostupné z:
http://www.shigley.cz/images/texts/file/prednaska1_mkp.pdf



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

L_I	[km]	životnost kuličkové řady ložiska blíže ke středové svislici kola
L_{II}	[km]	Životnost kuličkové řady ložiska vzdálenější od středové svislice kola
C_1	[N]	Dynamická únosnost ložiska
R_h	[mm]	poloměr kola
P_{Im}	[N]	Zatížení kuličkové řady ložiska blíže ke středové svislici kola
P_{IIIm}	[N]	Zatížení kuličkové řady ložiska vzdálenější od středové svislice kola
G	[-]	hlavní přípojný bod
C	[-]	hlavní přípojný bod
F	[-]	hlavní přípojný bod
F_x	[N]	síla v kloubu zavěšení ve směru osy x souřadného systému FWC
F_y	[N]	síla v kloubu zavěšení ve směru osy y souřadného systému FWC
F_z	[N]	síla v kloubu zavěšení ve směru osy z souřadného systému FWC
σ_K	[MPa]	mez kluzu materiálu
σ_{redMAX}	[MPa]	maximální redukované napětí dle hypotézy HMH
K_k	[-]	bezpečnost

Použité zkratky

FWC	[-]	souřadný systém přední pravé těhlice
-----	-----	--------------------------------------



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Výpočet životnosti ložiska 3205 A-2Z/MT33*

Příloha 2: Průběhy redukovaného napětí a deformací pro jednotlivé jízdní stavy přední
těhlice

Příloha 3: Průběhy redukovaného napětí a deformací pro síly od brzdění vyvolané brzdíčem



Výpočet životnosti ložiska 3205 A-2Z/MT33* v programu MathCad

Weight on one wheel: Weight of one wheel: 3205 A-2/MT3 *

$$K_1 := 76 \text{ kg} \quad K_2 := 12 \text{ kg} \quad a := 35 \text{ mm} \quad R_h := 264 \text{ mm}$$

$$g := 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad l_w := 30 \text{ mm} \quad f := 0.05$$

Static hub load:

$$K_{\text{sw}} := (K_1 - K_2) \cdot g$$

$$K = 627.626 \text{ N}$$

$$\varepsilon_1 := \frac{a}{l} \quad \varepsilon_2 := \frac{R_h}{l}$$

$$\varepsilon_1 = 1.167 \quad \varepsilon_2 = 8.8$$

Straight route = radial bearing loads :

$$F_{rI} := \varepsilon_1 \cdot K + \varepsilon_2 \cdot f \cdot K \quad F_{rIII} := (1 - \varepsilon_1) \cdot K - \varepsilon_2 \cdot f \cdot K \quad e_1 = 0.68$$

$$F_{rI} = 1.008 \times 10^3 \text{ N} \quad F_{rIII} = -380.76 \text{ N}$$

axial loads:

$$F_{aI} := e_1 \cdot F_{rI}$$

$$F_{aI} = 685.702 \text{ N}$$

$$F_{aIII} := F_{aI}$$

Height of the center of gravity and wheelbase:

$$h := 264 \text{ mm} \quad X_{II} = 0.41$$

$$b := 1340 \text{ mm} \quad Y_{II} = 0.87$$

equivalent bearing load:

$$P_{II} := F_{rI} = 1.008 \times 10^3 \text{ N} \quad P_{III} := X_{II} \cdot F_{rIII} + Y_{II} \cdot F_{aIII}$$

$$P_{III} = 440.449 \text{ N}$$

Comering - outside wheel:

$$K_{dg} := 0.25$$



$$K_e := K \left(1 + 2 \cdot K_{dg} \cdot \frac{h}{b} \right)$$

$$K_e = 689.451 \text{ N}$$

$$K_{ae} := K_{dg} \cdot K \left(1 + 2 \cdot K_{dg} \cdot \frac{h}{b} \right)$$

$$K_{ae} = 172.363 \text{ N}$$

Radial forces:

$$F_{rII2} := \epsilon_1 \cdot K_e + \epsilon_2 \cdot K_{ae}$$

$$F_{rII2} = 2.321 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{rIII2} := \left[(1 - \epsilon_1) \cdot K_e - \epsilon_2 \cdot K_{ae} \right] \cdot (-1)$$

$$F_{rIII2} = 1.632 \times 10^3 \text{ N}$$

Axial forces:

$$F_{aII2} := e_1 \cdot F_{rII2}$$

$$F_{aII2} = 1.578 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{aIII2} := F_{aII2} - K_{ae} = 1.406 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{aIII2} = 1.406 \times 10^3 \text{ N}$$

Equivalent loads:

$$P_{II2} := F_{rII2} = 2.321 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_{III2} := X_{II} \cdot F_{rIII2} + Y_{II} \cdot F_{aIII2}$$

$$P_{III2} = 1.892 \times 10^3 \text{ N}$$

Comering - Inside wheel:

$$K_i := K \left(1 - 2 \cdot K_{dg} \cdot \frac{h}{b} \right)$$

$$K_i = 565.8 \text{ N}$$

$$K_{ai} := K_{dg} \cdot K \left(1 - 2 \cdot K_{dg} \cdot \frac{h}{b} \right)$$

$$K_{ai} = 141.45 \text{ N}$$

Radial forces:

$$F_{rII3} := \epsilon_1 \cdot K_i - \epsilon_2 \cdot K_{ai}$$

$$F_{rII3} = -584.66 \text{ N}$$

$$F_{rIII3} := (1 - \epsilon_1) \cdot K_i + \epsilon_2 \cdot K_{ai}$$

$$F_{rIII3} = 1.15 \times 10^3 \text{ N}$$



$$F_{aII3} := e_1 \cdot F_{rII3}$$

$$F_{aI3} := F_{aII3} - K_{ai}$$

$$F_{aII3} = 782.313 \text{ N}$$

$$F_{aI3} = 640.863 \text{ N}$$

equivalent load:

$$P_{I3} := X_{II} \cdot F_{rI3} + Y_{II} \cdot F_{aI3}$$

$$P_{II3} := F_{rII3} = 1.15 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_{I3} = 317.84 \text{ N}$$

The mean equivalent bearing load:

$$P_{Im} := \sqrt[3]{0.9 \cdot P_{I1}^3 + 0.05 \cdot P_{I2}^3 + 0.05 \cdot P_{I3}^3} \quad P_{IIm} := \sqrt[3]{0.9 \cdot P_{II1}^3 + 0.05 \cdot P_{II2}^3 + 0.05 \cdot P_{II3}^3}$$

$$P_{Im} = 1.157 \times 10^3 \text{ N}$$

$$P_{IIm} = 789.337 \text{ N}$$

Corresponding bearing lives:

$$C_1 := 21600 \text{ N}$$

$$t_I := \pi \cdot 2 R_L \cdot \left(\frac{C_1}{P_{Im}} \right)^3 \cdot 10^6$$

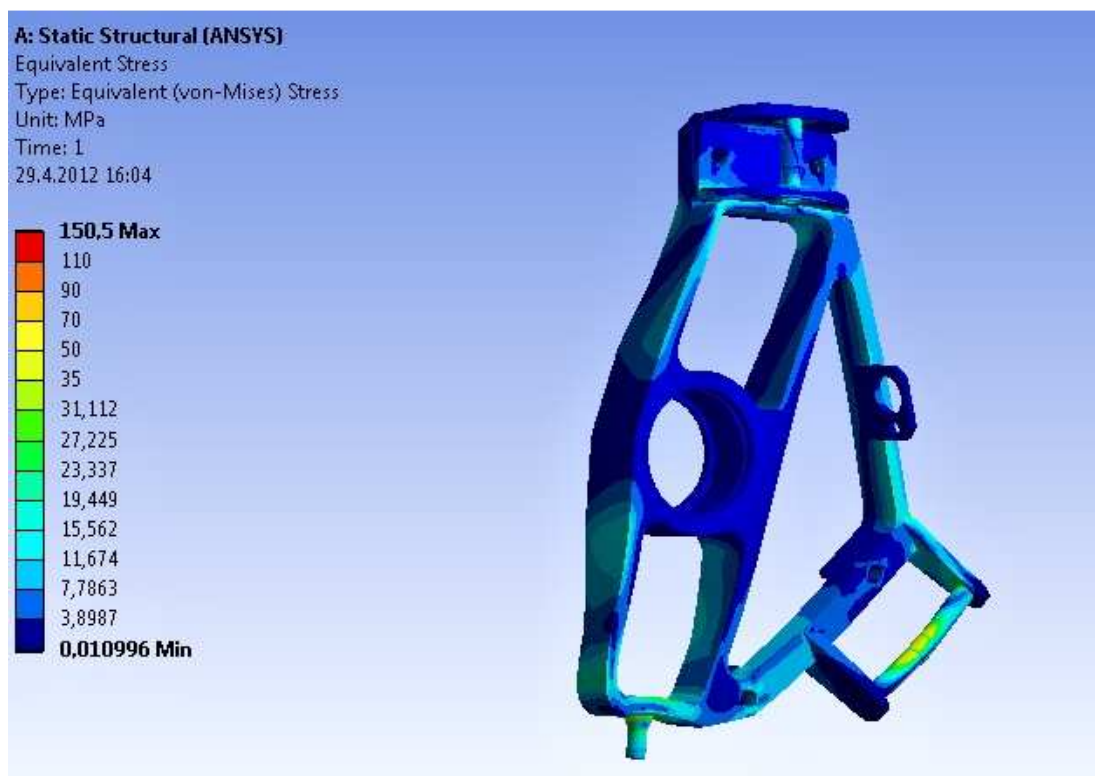
$$t_{II} := \pi \cdot 2 R_L \cdot \left(\frac{C_1}{P_{IIm}} \right)^3 \cdot 10^6$$

$$L_I = 1.079 \times 10^7 \cdot \text{km}$$

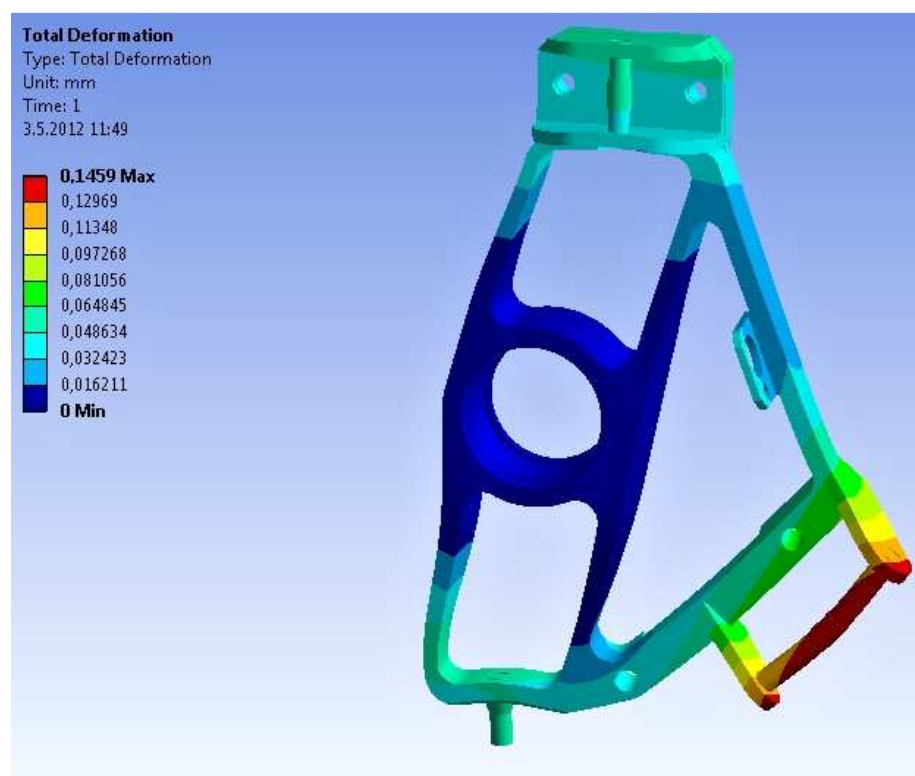
$$L_{II} = 3.399 \times 10^7 \cdot \text{km}$$



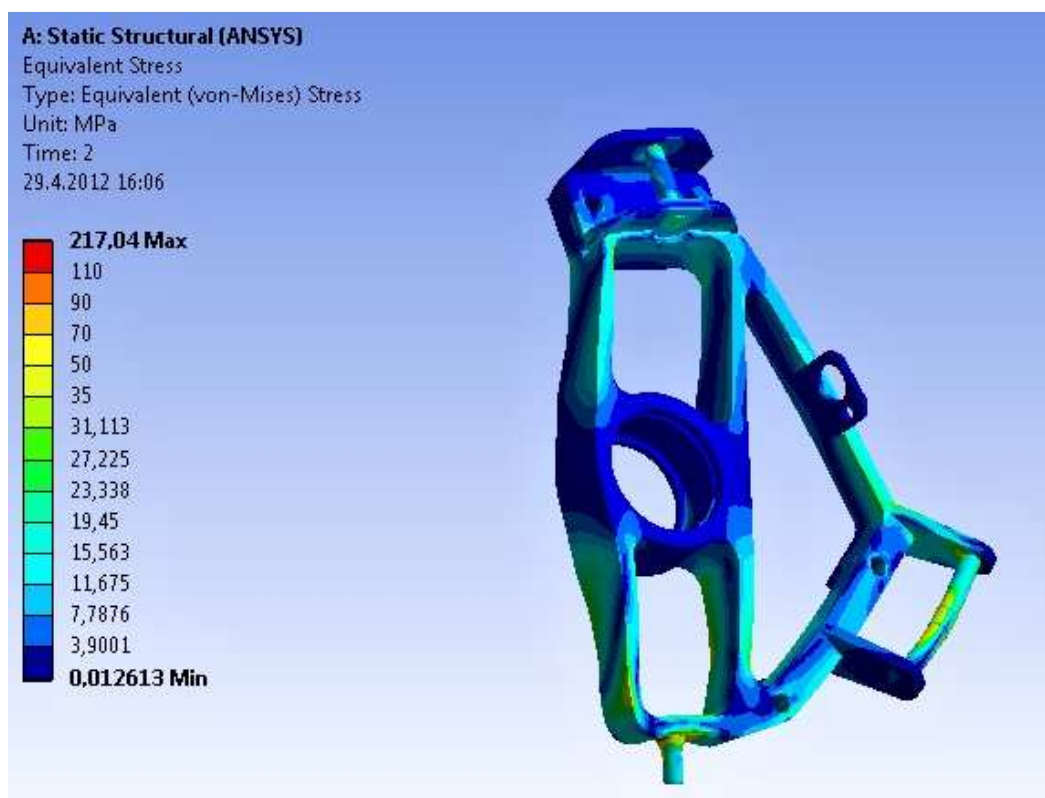
Průběhy redukovaného napětí a deformací pro jednotlivé jízdní stavy přední těhlice



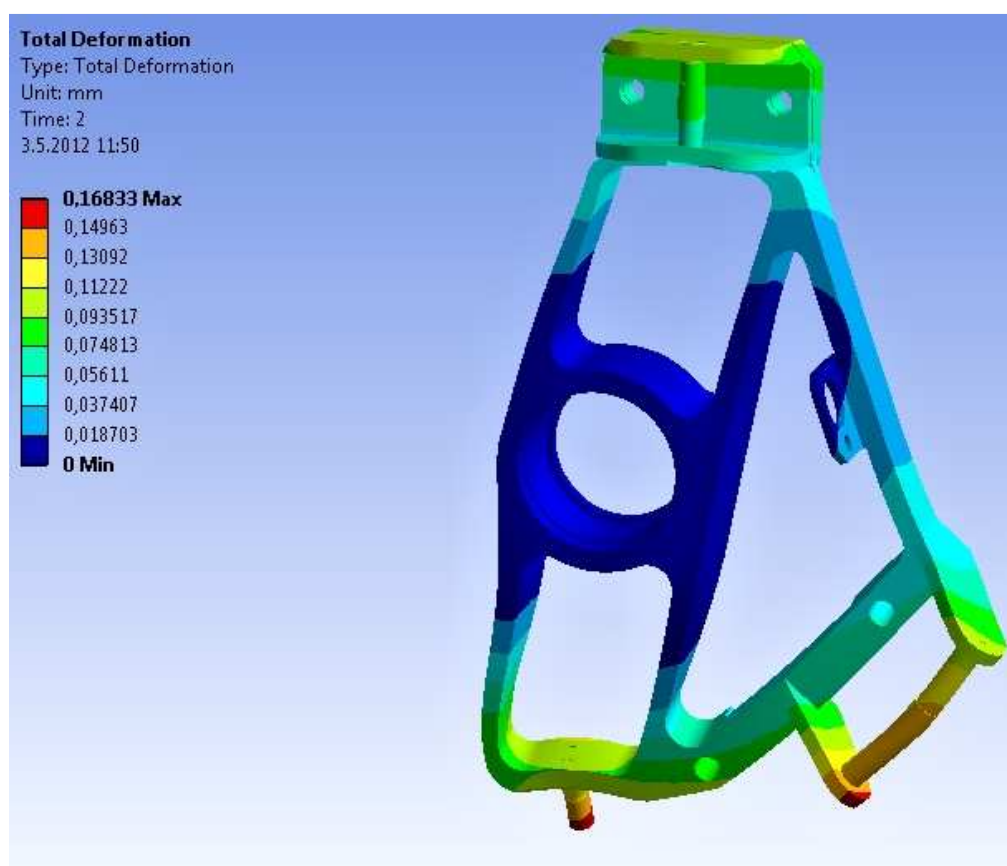
Obr. 1 Průběh redukovaného napětí těhlice při jízdním stavu „vozovka s výmoly“



Obr. 2 Průběh deformace těhlice při jízdním stavu „vozovka s výmoly“



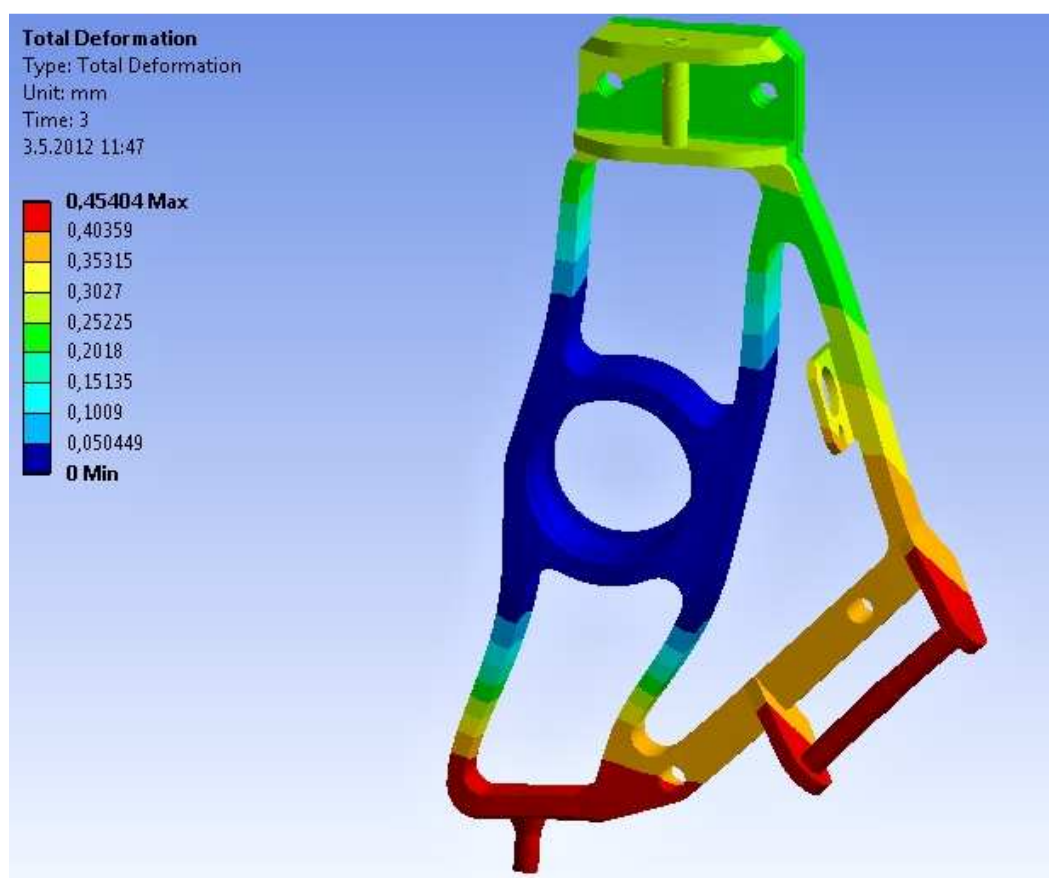
Obr. 3 Průběh redukovaného napětí těhlice při jízdním stavu „prudké brzdění“



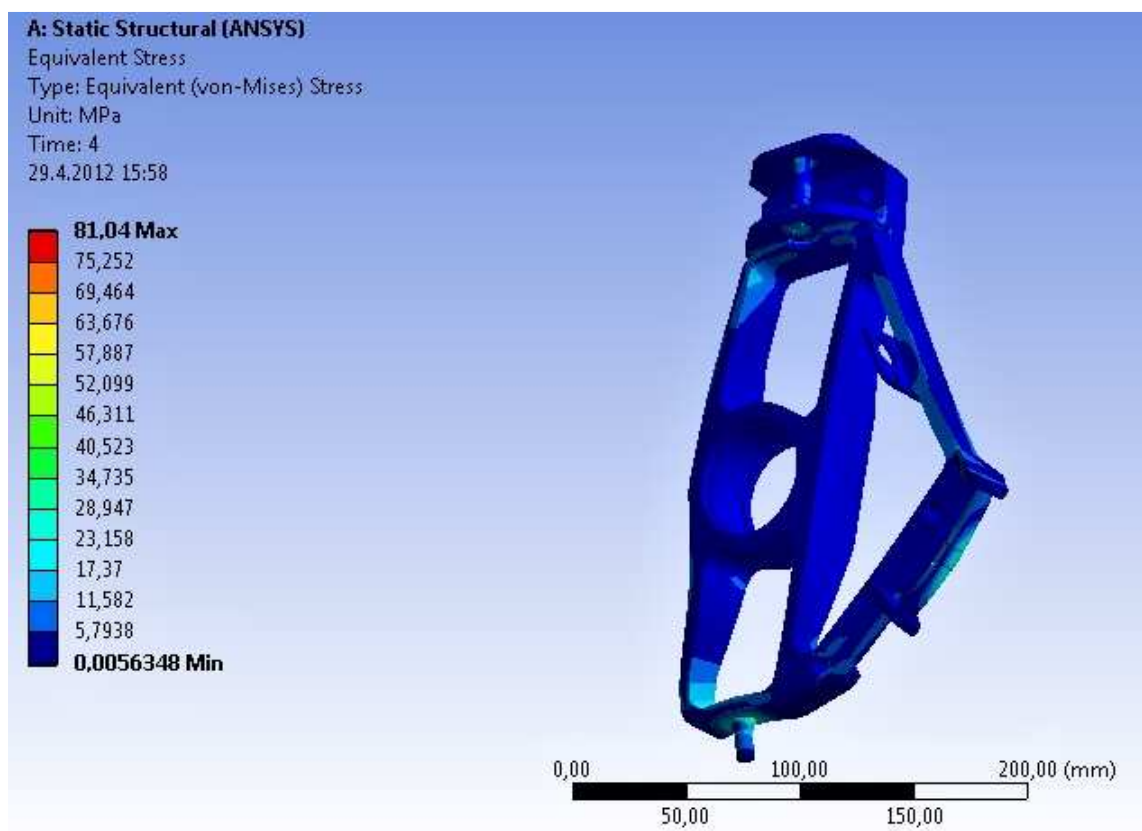
Obr. 4 Průběh deformace těhlice při jízdním stavu „prudké brzdění“



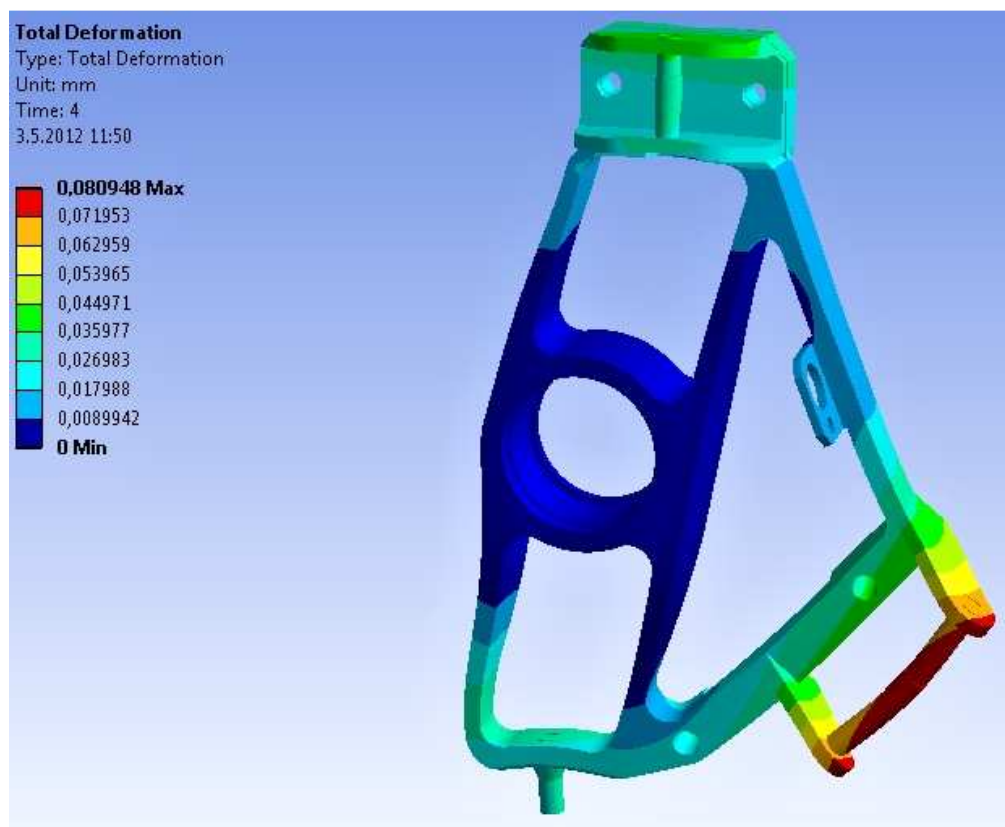
Obr. 5 Průběh redukovaného napětí těhlice při jízdním stavu „vozovka s výmoly“



Obr. 6 Průběh deformace těhlice při jízdním stavu „vozovka s výmoly“



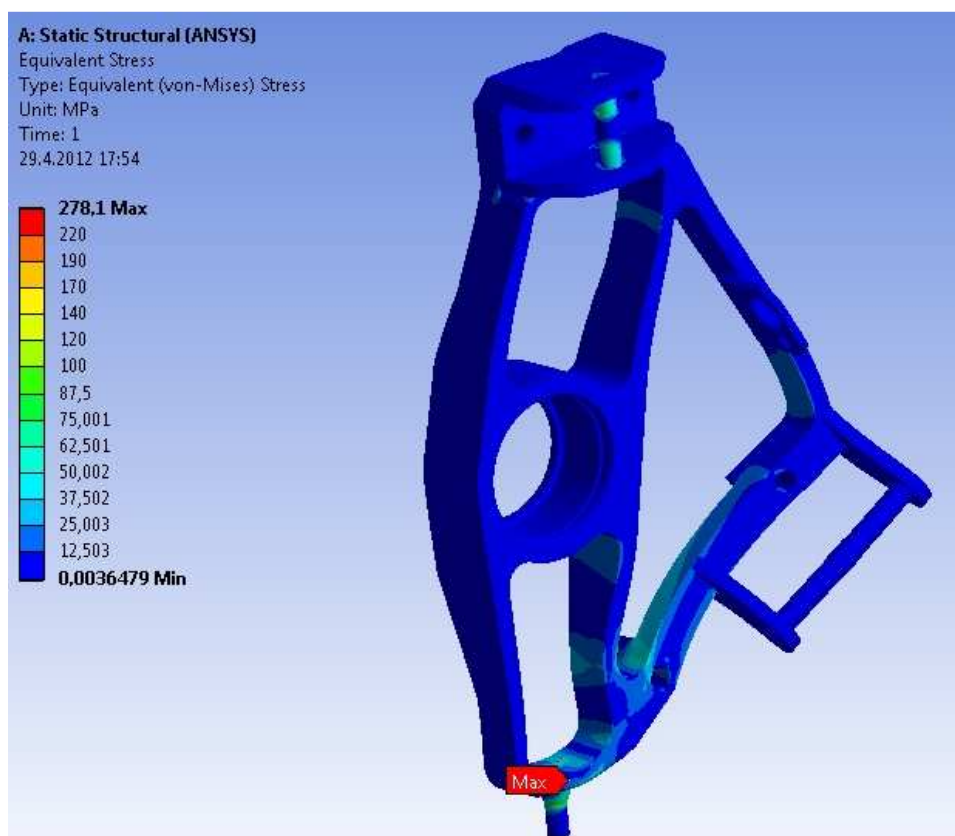
Obr.7 Průběh redukovaného napětí těhlice při jízdním stavu „prudká akcelerace“



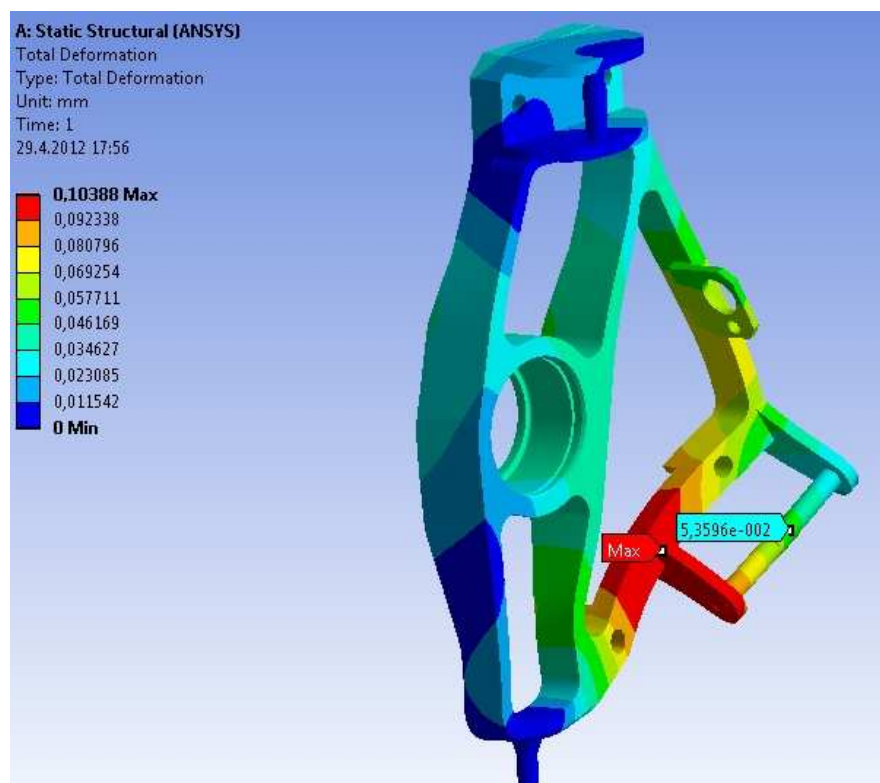
Obr. 8 Průběh deformace těhlice při jízdním stavu „prudká akcelerace“



Průběhy redukovaného napětí a deformací pro síly od brzdění vyvolané brzdíčem



Obr. 9 Průběh redukovaného napětí těhlice při brzdění



Obr. 10 Průběh deformace těhlice při brzdění